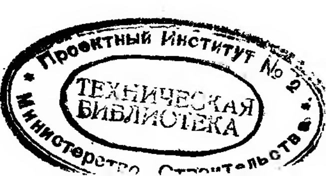
Е. Н. ЛЕССИГ, А. Ф. ЛИЛЕЕВ, А. Г. СОКОЛОВ

ЛИСТОВЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ





ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ
Москва — 1970



УДК 624.014+624.953.014

Научный редактор — инж. *В. Н. Зелятров*

В монографии содержатся материалы, необходимые для проектирования металлических листовых конструкций различного назначения: резервуаров, газгольдеров, бункеров, силосов, напорных трубопроводов и др., а также металлических конструкций доменных цехов.

Рассмотрены теоретические основы расчета пластинок и оболочек, включая вопросы учета краевого эффекта и температурных воздействий. Приведены основные сведения об изготовлении, транспортировании и монтаже металлических листовых конструкций.

Книга рассчитана на инженеров-проектировщиков.

3—2—5
83—1970

ОТ АВТОРОВ

Объем применения листовых конструкций в общем объеме металлических конструкций непрерывно возрастает. Тенденция более быстрого развития листовых конструкций по сравнению со стержневыми вполне закономерна и объясняется современным направлением развития строительной индустрии в СССР. Замена металлических листовых конструкций железобетонными не всегда рациональна, а во многих случаях и невозможна (доменные печи, резервуары для хранения бензина и сжиженных газов под давлением, изотермические резервуары, газгольдеры, магистральные и заводские газонефтепродуктопроводы, трубопроводы гидравлических, тепловых и атомных электростанций, промышленные газовоздухопроводы, листовые конструкции аппаратов химической и нефтеперерабатывающей промышленности и многие другие специальные листовые конструкции).

В литературе недостаточно освещены вопросы выбора оптимальных конструктивных форм и принципов рационального проектирования металлических листовых конструкций. Цель монографии — частично восполнить этот пробел и осветить основные вопросы проектирования, изготовления, транспортирования и монтажа металлических листовых конструкций.

В книге отражены те изменения, которые произошли в области совершенствования листовых конструкций со времени выхода в свет 1-го издания [1].

Главы 1, 3, 4, 11 написаны Е. Н. Лессигом, главы 2, 5, 6, 10, 12, 13, 14, 21 — А. Г. Соколовым, главы 7, 8, 9, 16—20 — А. Ф. Лилеевым, глава 15 — А. Г. Соколовым и А. Ф. Лилеевым совместно.

---

[1] Е. Н. Лессиг, А. Ф. Лилеев, А. Г. Соколов. Стальные листовые конструкции. Госстройиздат, 1956.

Часть I
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Глава 1
ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ЗНАЧЕНИЕ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ В НАРОДНОМ ХОЗЯЙСТВЕ СССР И ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ РАЗВИТИЯ

Листовые конструкции представляют собой емкостные конструкции, состоящие из металлических листов и предназначенные для хранения, транспортирования, перегрузки и переработки жидкостей, газов и сыпучих материалов.

Листовые конструкции широко применяются во всех отраслях народного хозяйства и составляют по весу около 30—35% всех металлоконструкций (не считая судостроения), изготовляемых в Советском Союзе.

Скоростное строительство цельносварных доменных печей позволяет в кратчайшие сроки вводить в эксплуатацию новые мощности, а создание новых типов резервуаров для сырой нефти и бензина значительно сокращает потери от испарения и обеспечивает количественную и качественную сохранность их содержимого. Большое народнохозяйственное значение приобрело строительство листовых конструкций для нефтеперерабатывающей, газовой и химической промышленности: цилиндрических и шаровых резервуаров, газгольдеров, бункеров, колонных и горизонтальных аппаратов, электрофильтров, электродегидраторов, дымовых труб, вентиляционных труб, градирен, магистральных трубопроводов большого диаметра и других специальных конструкций.

Скоростные методы изготовления и монтажа напорных трубопроводов гидроэлектрических станций и циркуляционных водоводов тепловых и атомных электростанций в значительной степени предопределяют сокращение сроков строительства этих объектов.

От типа и размеров листовых конструкций зависят их эксплуатационные качества (величина потерь от испарения жидкостей, хранимых в резервуарах; эксплуатационные расходы резервуарных и газгольдерных парков; надежность и долговечность конструкций; расходы на защиту от коррозии и др.) и стоимость строительства, определяемая расходом металла и других строительных материалов, топлива, электроэнергии, а также затраты труда и транспортные расходы при изготовлении, перевозке и монтаже конструкций. Экономия металла, обеспечение технологичности при изготовлении, ускорение монтажа и улучшение эксплуатационных качеств листовых конструкций являются основой их рационального проектирования.

Непрерывный рост всех отраслей народного хозяйства СССР требует интенсивного развития листовых конструкций, которое должно идти по пути изыскания оптимальных конструктивных форм и размеров, совершенствования методов расчета и разработки передовых методов изготовления и монтажа. Снижение трудоемкости изготовления листовых конструкций может быть достигнуто созданием специализированных заводов металлических листовых конструкций, оснащенных высоко-

производительным оборудованием и современными средствами контроля сварных швов и околошовной зоны (просвечивание рентгеновскими лучами; ультразвуковая дефектоскопия; люминесцентный метод контроля; магнитографический способ проверки качества стыковых швов и др.).

§ 2. НОМЕНКЛАТУРА ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ИХ ХАРАКТЕРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

Номенклатура металлических листовых конструкций по назначению:

1) резервуары для хранения жидкостей (рис. 1.1);

2) газгольдеры для хранения газов (рис. 1.2);

3) бункера и силосы для хранения и перегрузки сыпучих материалов (рис. 1.3);

4) трубопроводы большого диаметра для транспортирования газов, жидкостей и размельченных или разжиженных твердых веществ (рис. 1.4);

5) листовые конструкции доменных цехов и газоочисток (рис. 1.5);

6) дымовые и вентиляционные трубы;

7) специальные листовые конструкции химической и нефтезаводской аппаратуры (рис. 1.6);

8) барабанные вращающиеся печи для обжига твердых веществ;

9) линейные ускорители протонов и другие листовые конструкции физических установок.

Листовые конструкции по сравнению с другими металлическими конструкциями имеют следующие основные особенности:

1. Швы листовых конструкций должны удовлетворять требованиям не только прочности, но и плотности (непроницаемости), и качество их должно быть еще выше, чем в обычных строительных конструкциях.

2. Листовые конструкции представляют собой сплошные тонкостенные емкостные конструкции, что обусловливает их двухосное напряженное состояние, тогда как стержни сквозных строительных конструкций испытывают обычно одноосное напряженное состояние.

3. В сопряжениях различных оболочек листовых конструкций

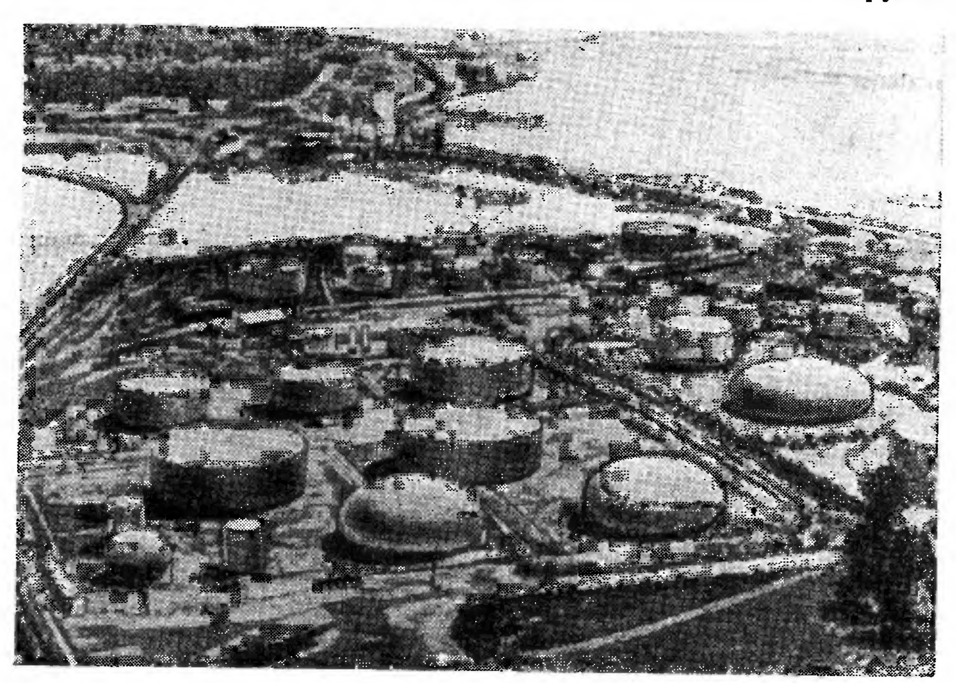


Рис. 1.1. Общий вид нефтебазы

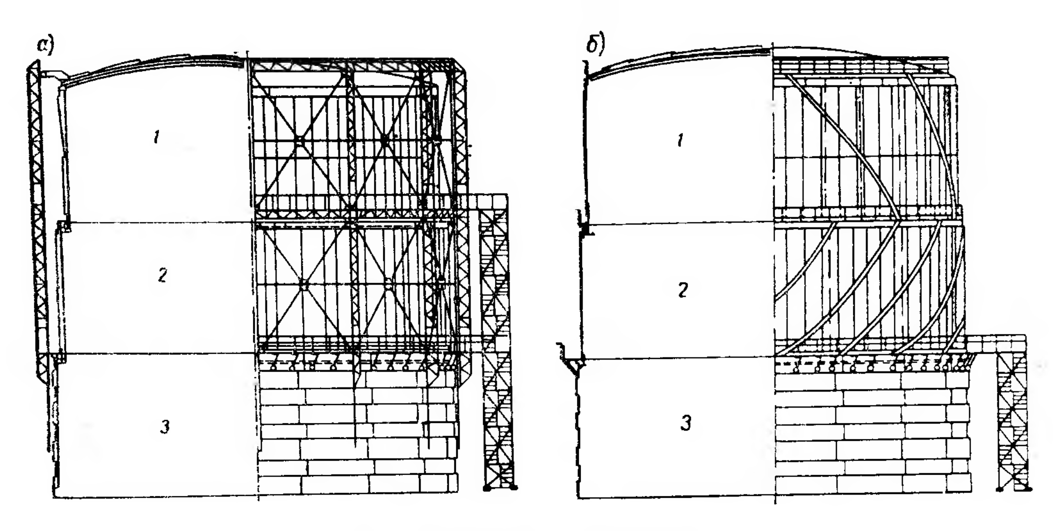


Рис. 1.2. Мокрые газогольдеры

а — с вертикальными направляющими; *б* — с винтовыми направляющими; *1* — колокол; *2* — телескоп; *3* — резервуар для воды

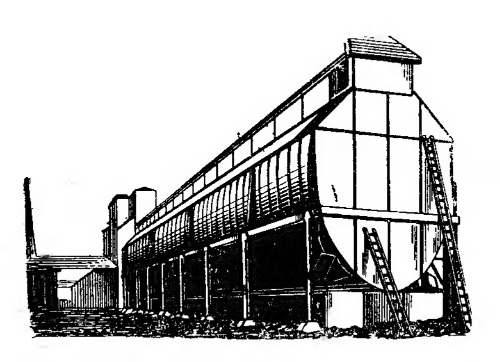


Рис. 1.3. Угольный бункер вместимостью 4000 *т*

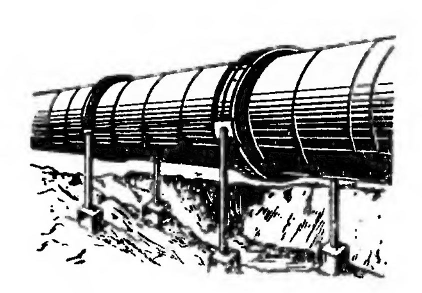


Рис. 1.4. Напорный трубопровод гидроэлектростанции

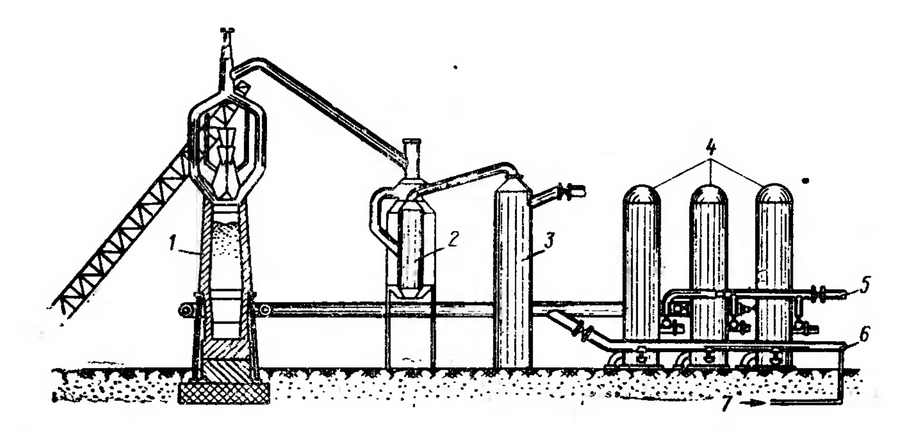


Рис. 1.5. Схема листовых конструкций комплекса доменной печи и газоочистки

1 — доменная печь; *2* — пылеуловитель; *3* — скруббер; *4* — воздухонагреватели; *5* — чистый газ; *6* — холодное дутье; *7* — пар

и в защемлении оболочек у колец жесткости и у днищ возникают локальные напряжения краевого эффекта, которые необходимо учитывать при проектировании.

4. Листовые конструкции всегда совмещают функции несущих и ограждающих конструкций.

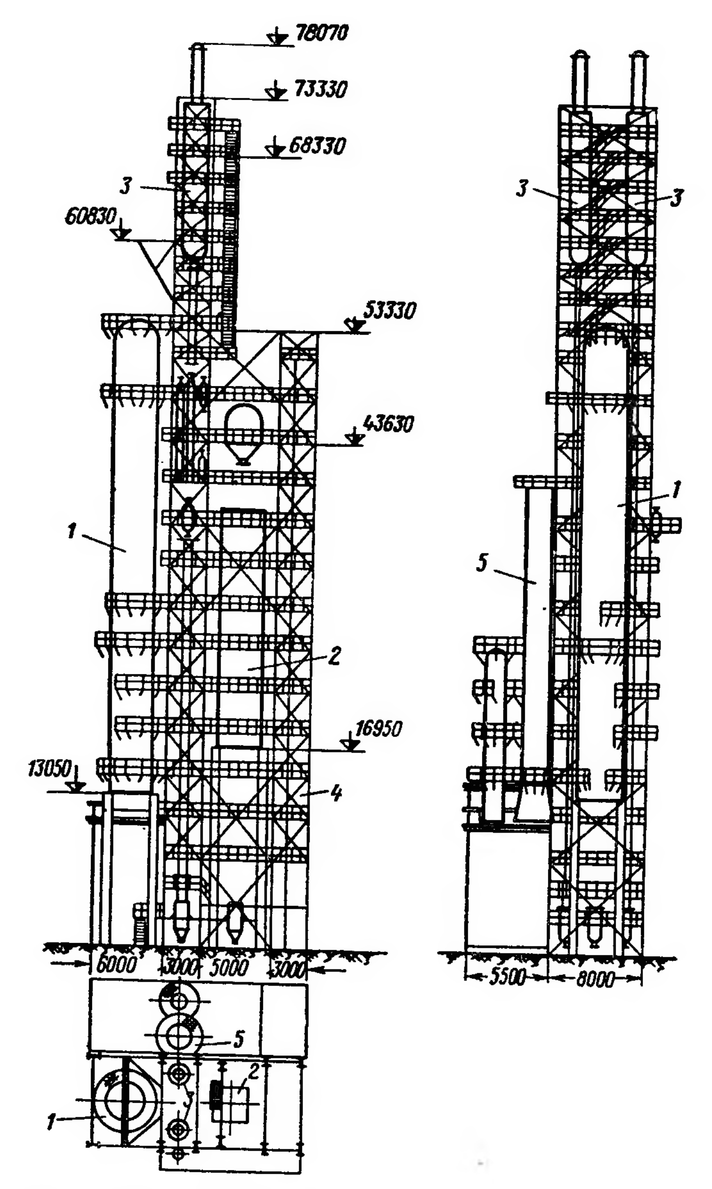


Рис. 1.6. Установка каталитического крекинга с алюмосиликатным шариковым катализатором

1 — реактор; *2* — регенератор; *3* — сепаратор катализатора; *4* — лифт; *5* — силос для катализатора

5. Условия работы листовых конструкций весьма разнообразны: они могут быть надземными, наземными, полузаглубленными, подземными; могут воспринимать статическую и динамическую нагрузки, работать под низким, средним и высоким давлением, под вакуумом, под воздействием низких (от —254 до —40° С), средних (от —40 до +200° С) и вы-

соких (более 200° С) температур, под действием нейтральных и агрессивных сред и т. д.

6. Листовые конструкции характеризуются относительно большой протяженностью соединений, превышающей на одну тонну примерно вдвое протяженность швов обычных металлоконструкций.

7. При изготовлении листовых конструкций применяются операции, не требующиеся при производстве обычных металлоконструкций: фасонный раскрой листового проката; вальцовка листовых заготовок, обечаек и колец; изготовление рулонных заготовок; штамповка, отбортовка и обкатка габаритных выпуклых днищ; сборка и сварка габаритных цилиндрических конструкций на роликовых стендах и др.

8. Основной тип сварных соединений листовых конструкций — соединение встык, причем все швы должны выполняться либо двусторонней сваркой, либо односторонней сваркой с подваркой корня или на подкладке.

9. Для цилиндрических и шаровых листовых конструкций, работающих под высоким давлением, применяются крупноразмерные листы шириной до 3000 и длиной до 9000 *мм.*

10. Возможность использования для листовых конструкций толщиной до 4 *мм* рулонной холоднокатаной стали по ГОСТ 8596—57 шириной 1500—2300 *мм* и для конструкций толщиной до 10 *мм* — рулонной горячекатаной стали по ГОСТ 8597—57 шириной 1500—2300 *мм.*

11. Автоматическая сварка применяется при монтаже негабаритных листовых конструкций.

12. Электрошлаковая сварка применяется при монтаже для вертикальных стыковых швов и швов, расположенных под углом до 45°, в конструкциях из листов толщиной 20—50 *мм.*

13. Возможность использования для специальных листовых конструкций не только стали, алюминия и алюминиевых сплавов, но и биметалла, меди, латуни, титана, никеля, металлопласта и других материалов.

Развитие листовых металлических конструкций позволит внедрить двуслойные и трехслойные корпуса вертикальных цилиндрических резервуаров большой емкости, крупные шаровые резервуары, трубопроводы высокого давления, аппараты нефтеперерабатывающей и химической промышленности. Возможно также использование предварительного напряжения листовых конструкций путем обжатия оболочки высокопрочной проволокой.

§ 3. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

При выборе материала для листовых конструкций необходимо учитывать его физико-механические свойства, химический состав и структуру, а также условия эксплуатации, технологию изготовления и монтажа конструкции и опыт проектирования, изготовления, строительства и эксплуатации листовых конструкций.

Кроме углеродистых и низколегированных сталей (Ст.3, 14Г2, 10Г2С1, 10Г2СД, 15ХСНД), используемых для обычных металлических конструкций, для листовых конструкций применяют: стали марок 20К (ГОСТ 5520—62), 09Г2С 16ГС (ГОСТ 5058—65), 12МХ, 12ХМ (ЧМТУ 5759—57), Х5М, Х18Н10Т, Х18Н12Т, Х17Н13М2Т, Х17Н13М3Т, 0Х18Н10Т, 0Х18Н12Т (ГОСТ 5632—61), термоупрочненные стали классов С45 (марка 16Г2АФ), С50 (марки 15ХСНД, 15Г2СФ, 15Г2СФР), С60 (марки 12Г2СМФ, 14ГСМФР, 14ГСХНМФР, 15ХГ2СМФР), С75 (марки 12ХГ2СМФ, 15ХГ2СМФР), двухслойные стали (Ст.3+Х18Н10Т; 20К+ +Х18Н10Т; 20К+Х17Н13М2Т; Ст. 3+0Х13; 20К+0Х13; 12МХ+0Х13); стали, стойкие против водородной коррозии под давлением (25Х3НМ,

20Х3МВФ), стали, стойкие против коррозии раствором и расплавом карбамида (Х18Н12М3Т; Х17Н16М3Т), металлопласт (углеродистая сталь, покрытая пластмассой со стороны агрессивной среды), алюминий и алюминиевые сплавы, медь, латунь, титан, никель, свинец, пластмассы и некоторые другие материалы.

Такие стали, как 0Х13, 0Х18Н10Т, 0Х18Н12Т, 0Х23Н28М2Т, 0Х21Н6М2Т и 0Х23Н28М3Д3Т, применяют в условиях повышенной агрессивности среды несмотря на их меньшую прочность по сравнению с аналогичными сталями, имеющими большее содержание углерода (1Х13, Х18Н10Т, Х18Н12Т, Х23Н28М2Т, Х21Н6М2Т, Х23Н28М3Д3Т). Так, для хранения едкого кали применяют листовые конструкции из стали 0Х13, кремнефтористоводородной кислоты — из стали 0Х23Н28М3Д3Т, фосфорной кислоты — из стали 0Х23Н28М2Т, щавелевой кислоты — из стали 0Х21Н6М2Т. Эти стали обеспечивают бóльшую долговечность конструкций в результате значительного повышения коррозионной стойкости сплава в данной среде.

Эффективным способом повышения стойкости против коррозии в азотной кислоте и других агрессивных средах является снижение содержания углерода до 0,03% и менее. В настоящее время в ГОСТ 5632—61 введена нержавеющая сталь марки 00Х18Н10 с содержанием углерода до 0,04%. Промышленностью освоен выпуск листовой стали марки 000Х18Н10 с содержанием углерода менее 0,03%.

Скорость коррозии стали 000Х18Н10, содержащей менее 0,03% углерода, после закалки и последующего нагрева при 650° С в течение часа в кипящей 65%-ной азотной кислоте составляет 0,25 *мм/год*, а обычной нержавеющей стали Х18Н10Т с содержанием углерода 0,08% при тех же условиях 2 *мм/год.*

Содержание ванадия в количестве 1,2—2,3% предотвращает межкристаллитную коррозию стали в области высоких температур (до 800° С). Институты НИИХиммаш и ЦНИИЧермет рекомендуют применять в листовых конструкциях для хранения и переработки соляной, серной и фосфорной кислот (при определенных концентрациях и температурах) сплав Н70М27Ф с указанным содержанием ванадия.

Одним из основных путей снижения стоимости специальных листовых конструкций и экономии дефицитных металлов является проектирование химической и нефтяной аппаратуры из двухслойной стали. В настоящее время, помимо уже применяющихся биметаллов с плакирующим слоем из сталей 0Х13, Х18Н10Т и Х17Н13М2Т, освоен выпуск биметаллов с плакирующим слоем из стали 0Х23Н28М3Д3Т, никеля, меди и ее сплавов.

Опытами НИИХиммаш установлено, что по стойкости против межкристаллитной коррозии биметаллы с плакирующим слоем из сталей Х18Н10Т, Х17Н13М2Т и 0Х23Н28М3Д3Т не отличаются от соответствующих монометаллов, а по стойкости против коррозионного растрескивания даже несколько превосходят их. Толщина двухслойной стали (ГОСТ 10 885—64) изменяется от 8 до 50 *мм*, причем толщина плакирующего слоя составляет от 1,5 до 7 *мм*. Основным металлом могут быть стали ВМСт.3, 20К, 12МХ и другие углеродистые или низколегированные стали.

Основные характеристики некоторых материалов, наиболее часто применяемых для листовых конструкций, приведены в табл. 1.1, а химический состав и механические характеристики сталей — в табл. 1.2.

Выбор материала листовой конструкции в большой степени зависит от его коррозионной стойкости по отношению к данной агрессивной среде и области его применения.

К новым конструкционным металлам, используемым в химическом и нефтезаводском аппаратостроении, относятся титан и его сплавы; им, несомненно, принадлежит большое будущее. Титан почти вдвое легче

Таблица 1.1

Материал	Марка материала	Удельный вес	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$	Временное сопротивление разрыву в $кГ/мм^2$	Относительное удлинение при разрыве в %	Модуль упругости E $кГ/см^2 \times 10^{-6}$ при 20° С	Область применения при температуре в °С	Относительная стоимость единицы веса листового проката
Сталь углеродистая обыкновенного качества	ВСт. 3	7,85	12	38	21	2,1	От —30 до +425	1
Сталь углеродистая качественная	20К	7,85	12	41	22	2,1	От —40 до +475	1,2
Низколегированная сталь	09Г2С	7,85	12	48	18	2,1	От —70 до +475	1,3
Теплостойкая сталь	12МХ	7,85	11	45	20	2	От +200 до +540	2
Нержавеющая сталь	Х18Н10Т	7,9	17	55	34	2	От —254 до +700	9,5
Нержавеющая сталь	Х17Н13М3Т	7,95	16	54	33	2	От —196 до +600	10
Алюминий	АД1	2,71	23	10	28	0,71	От —254 до +150	10
Медь	М3	8,94	16,7	20	30	1,15	От —196 до +250	10,5
Латунь	Л62	8,43	20,6	30	40	1	От —254 до +250	8,5
Титан	ВТ1	4,4	9	77	18	1,2	От —254 до +475	20
Никель	НП2	8,9	13,4	38	35	2,1	От —196 до +500	43
Свинец	С1	11,34	28	1,8	40	0,18	От 0 до +100	12,5

стали и в три раза менее теплопроводен, чем сталь. Он имеет малый коэффициент линейного расширения ($\alpha = 0{,}000008$). Его сплавы в несколько раз прочнее алюминиевых и превосходят по прочности некоторые легированные стали. Титан и его сплавы обладают очень высокой стойкостью против действия многих агрессивных сред и высоких температур, приближаясь по коррозионной стойкости к платине.

Из титана и его сплавов рационально изготовлять теплообменную и конденсационно-холодильную аппаратуру нефтеперерабатывающих заводов, автоклавы для переработки горячих газов и другие аппараты, работающие в условиях агрессивной среды и высокого давления в широком диапазоне температур (от —254 до +475° С).

В зависимости от условий эксплуатации и свойств материалов листовые конструкции рассчитывают по временному сопротивлению, пределу текучести или пределу длительной прочности.

Согласно «Нормам и методам расчета на прочность сосудов и аппаратов» [124] коэффициенты запаса прочности принимаются равными по временному сопротивлению $n_в = 2{,}6$ для сталей и $n_в = 3{,}5$ для цветных металлов и сплавов, по пределу текучести $n_т = 1{,}5$, по пределу длительной прочности $n_д = 1{,}5$.

Пределом длительной прочности является напряжение, вызывающее при заданной температуре разрушение образца за определенное время. Предел длительной прочности согласно ГОСТ 10145—62 обозна-

Таблица 1.2

Группа стали	Марки стали	ГОСТ или технические условия	Химический состав в %								Механические свойства				
			C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Ti	Cu	$\sigma_в$, $кГ/мм^2$	$\sigma_т$, $кГ/мм^2$	δ_5, %	$a_к$, $кГ/см^2$	угол загиба в холодном состоянии
Углеродистая	Ст. 3	ГОСТ 380—60*	0,14—0,22	0,07—0,3	0,3—0,65	—	—	—	—	—	38—47	21—24	25—27	7—10	180°; 0,5s
	Для вертикальных резервуаров	ЧМТУ 5232—55	0,2	0,12—0,26	0,41—0,7	—	—	—	—	—	38—47	≥23	≥26	7—10	180°; 0,5s
	20К	ГОСТ 5520—62	0,17—0,24	0,15—0,3	0,35—0,65	—	—	—	—	—	41	23—25	23—26	5—7	180°; 1,5—2,5s
Низколегированная	14Г2	ГОСТ 5058—65	0,12—0,18	0,17—0,37	1,2—1,6	≤0,3	≤0,3	—	—	≤0,3	46—47	33—34	21	—(3,5—)	180°; 2s
	10Г2С1	ГОСТ 5058—65	≤0,12	0,9—1,2	1,3—1,65	≤0,3	≤0,3	—	≤0,03	≤0,3	46—52	32—38	21	6(3—2,5)	180°; 2s
		ГОСТ 5520—62	≤0,12	0,9—1,2	1,3—1,65	≤0,3	≤0,3	—	0,01—0,03	0,15—0,35	46—52	32—38	22	6(3—2,5)	180°; 2s
	10Г2СД	ГОСТ 5058—65	≤0,12	0,9—1,1	1,3—1,65	≤0,3	≤0,3	—	≤0,03	0,15—0,35	46—52	32—38	21	6(3—2,5)	180°; 2s
	10ХСНД	ГОСТ 5058—65	≤0,12	0,8—1,1	0,5—0,8	0,6—0,9	0,5—0,8	—	≤0,03	0,4—0,65	52—54	40	19	—(5—3)	180°; 2
	15ХСНД	ГОСТ 5058—65	0,12—0,18	0,4—0,7	0,4—0,7	0,6—0,9	0,3—0,6	—	≤0,03	0,2—0,4	50	35	21	—(3—3)	180°; 2
	16ГС	ГОСТ 5058—65	0,12—0,18	0,4—0,7	0,9—1,2	≤0,3	≤0,3	—	≤0,03	≤0,3	46—50	28—33	21	6(3—2,5)	180°; 2
		ГОСТ 5520—62	0,12—0,18	0,4—0,7	0,9—1,2	≤0,3	≤0,3	—	0,01—0,03	≤0,3	46—50	28—33	22	6(3—2,5)	180°; 2
	09Г2	ГОСТ 5058—65	≤0,12	0,17—0,37	1,4—1,8	≤0,3	≤0,3	—	—	≤0,3	45	30—31	21	—(3—4)	180°; 2
	09Г2С	ГОСТ 5058—65	≤0,12	0,5—0,8	1,3—1,7	≤0,3	≤0,3	—	≤0,03	≤0,3	44—50	27—35	21	6(3—3,5)	180°; 2
		ГОСТ 5520—62	≤0,12	0,5—0,8	1,3—1,7	≤0,3	≤0,3	—	0,01—0,03	0,15—0,35	44—50	27—35	22	—6(3,5)	180°; 2
Коррозионно-стойкая (нержавеющая)	Х5М	ГОСТ 5632—61	≤0,15	≤0,5	0,5	4,5—6	—	0,45—0,6	—	—	45	22	20	12	—
	Х18Н10Т	ГОСТ 5632—61	≤0,12	≤0,8	1—2	17—19	9—11	—	(C—0,02)×5—0,7	—	52	20	40	—	—

Продолжение табл. 1.2

Группа стали	Марки стали	ГОСТ или технические условия	Химический состав в %								Механические свойства				
			C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Ti	Cu	$\sigma_{в}$, $кГ/мм^2$	$\sigma_{т}$, $кГ/мм^2$	δ_5, %	$a_{к}$, $кГ/см^2$	угол загиба в холодном состоянии
Коррозионно-стойкая (нержавеющая)	Х18Н12Т	ГОСТ 5632—61	≤0,12	≤0,8	1—2	17—19	11—13	—	(C—0,02)× ×5—0,7	—	55	20	40	—	—
	Х17Н13М2Т	ГОСТ 5632—61	≤0,1	≤0,8	1—2	16—18	12—14	1,8—2,5	0,3—0,6	—	54	22	37	—	—
	Х17Н13М3Т	ГОСТ 5632—61	≤0,1	≤0,8	1—2	16—18	12—14	3—4	0,3—0,6	—	54	22	37	—	—
	ОХ18Н10Т	ГОСТ 5632—61	≤0,08	≤0,8	1—2	17—19	9—11	—	5C—0,6	—	47	20	40	—	—
	ОХ18Н12Т	ГОСТ 5632—61	≤0,08	≤0,8	1—2	17—19	11—13	—	5C—0,6	—	50	20	40	—	—
	ОХ18Н12М2Т	ЧМТУ/ЦНИИЧМ 222—59	≤0,08	≤0,8	≤2	16—19	11—14	2—3	0,3—0,6	—	54	22	35	—	—
	ОХ17Н16М3Т	ГОСТ 5632—61	≤0,08	≤0,8	≤1,2	16—18	15—17	2—3,5	0,3—0,6	—	50	—	35	—	—
		ЧМТУ 4689—54	≤0,08	0,2—0,8	≤2	16—18	15—17	3—3,5	0,3—0,5	—	50	—	35	—	—
Высокопрочная термоупрочненная	16Г2АФ(С45)	ЧМТУ/ЦНИИЧМ 1349—65	0,13—0,19	0,17—0,37	1,3—1,7	—	—	Азот	Ванадий		≥55	≥45	≥18	≥4,5	—
	15Г2СФ(С50)	ЧМТУ/ЦНИИЧМ 1389—65	0,12—0,18	0,9—1,1	1,3—1,7	—	—	—	Ванадий 0,07—0,15	—	≥60	≥50	≥16	≥4	—
	12Г2СМФ (С60)	СТУ 77-98—64	0,09—0,15	0,4—0,7	1,2—1,6	—	—	0,15—0,25	0,07—0,15	0,3	≥70	≥60	≥12	≥3	
	16ГТ (С60)	СТУ 77-98—64	0,13—0,19	0,17—0,37	0,9—1,2	—	—	—	0,3—0,6	—	≥70	≥60	≥12	≥3	—
	15ХГ2СМФР (С75)	ЧМТУ/ЦНИИЧМ 1389—65	0,12—0,18	0,4—0,7	1,3—1,7	0,6—0,9	—	0,15—0,25	Ванадий	Бор	≥85	≥75	≥10	≥3	—
	12ХГ2СМФ (С75)	ЧМТУ/ЦНИИЧМ 1389—65	0,09—0,15	0,4—0,7	1,3—1,7	0,6—0,9	—	0,15—0,25	Ванадий 0,07—0,15	—	≥85	≥75	≥10	≥3	—
Легированная теплоустойчивая	12МХ	ЧМТУ 5759—57	0,09—0,16	0,15—0,3	0,4—0,7	0,4—0,6	—	0,4—0,6	—	—	≥45	≥24	≥24	6	—
	20Х3МВФ	ЧМТУ 4803—54	0,16—0,24	0,17—0,37	0,25—0,5	2,8—3,3	Вольфрам 0,3—0,5	0,35—0,55	Ванадий 0,6—0,85	—	≥90	≥75	≥12	6	—

чают $\sigma_д$ с нижним числовым индексом, означающим время в часах до разрушения образца под указанным напряжением, и верхним индексом, указывающим температуру испытания в градусах Цельсия, например $\sigma^{600}_{д \cdot 10^5}$ (среднее значение предела длительной прочности за 100 000 *ч* при 600° С).

Проверка по пределу длительной прочности производится в случаях, когда расчетная температура стенки листовой конструкции превышает:

для углеродистых сталей	380° С
» низколегированных и теплостойких сталей .	420° С
» аустенитных сталей[1]	525° С
» алюминия	100° С

При повышении положительной температуры снижаются показатели физико-механических свойств материалов (временное сопротивление, предел текучести, предел длительной прочности, модуль упругости).

Расчетные сопротивления углеродистых сталей марки 20К при повышении температуры до 475° С снижаются до 690 *кГ/см*², а низколегированных марок 09Г2С и 16ГС — до 955 *кГ/см*² (рис. 4.3). При отрицательных значениях расчетных температур расчетные сопротивления принимаются такими же, как и при 20° С. В указанные значения расчетных сопротивлений не включен коэффициент условий работы m.

Расчетные значения модуля упругости для углеродистых и низколегированных сталей также снижаются до $1{,}4 \cdot 10^6$ *кГ/см*² при 450° С (рис. 4.2). При отрицательных температурах расчетные значения модуля упругости принимаются такими же, как и при нулевой температуре.

Расчетная температура открытой стенки листовой конструкции принимается равной температуре среды, соприкасающейся со стенкой. Расчетная температура стенки, защищенной слоем изоляции, принимается увеличенной на 20° по сравнению с температурой поверхности изоляции, соприкасающейся со стенкой.

Для листовых конструкций с температурой стенки, достигающей 1100° С, можно использовать жаропрочную сталь марок Х23Н18, 0Х23Н18 (ГОСТ 5632—61) и Х23Н18С2 (ТУ 3225—52).

При проектировании листовых конструкций из цветных металлов и сплавов необходимо учитывать, что нагрев при сварке и пайке снимает упрочнение, полученное в холодном состоянии. Для расчета листовых конструкций из таких металлов и сплавов следует принимать механические характеристики, соответствующие их отожженному состоянию.

§ 4. СОЕДИНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В листовых конструкциях применяются все четыре основных типа сварных соединений: угловое соединение, встык, впритык и внахлестку. Соединение встык без накладок обеспечивает наибольшие возможности для экономии металла и электродной проволоки, оптимальные условия работы, а также наилучшие условия для контроля качества швов и околошовной зоны физическими методами. Швы габаритных стальных листовых конструкций, выполняемые на заводе металлоконструкций, проектируют обычных сечений (рис. 1.7 и 1.8, *а*, *б*). Стыковые швы негабаритных стальных листовых конструкций (монтажные швы) приведены на рис. 1.8, *в*.

Типы и размеры сварных швов алюминиевых листовых конструкций изображены на рис. 1.9, который может быть использован и при про-

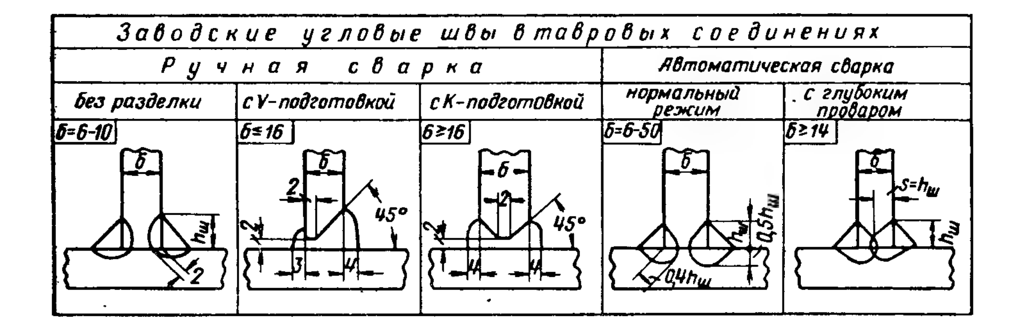
[1] Аустенит — одна из структурных составляющих стали, представляющая собой немагнитный твердый раствор углерода в гамма-железе Fe . Стали с высоким содержанием никеля и хрома характерны аустенитной структурой.

ектировании сварных соединений листовых конструкций из других цветных металлов и сплавов (меди, латуни, титана, никеля, монеля).

Зазоры между кромками стыкуемых листов и вид кромок зависят от характеристик применяемого металла (сталь, алюминий, медь, латунь, никель, титан и др.), вида сварки (ручная электродуговая; автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом или по слою флюса; электрошлаковая; ручная, механизированная и автоматическая аргоно-дуговая; автоматическая и полуавтоматическая сварка в среде углекислого газа; газовая сварка) и толщины соединяемых листов.

При ручной электродуговой сварке зазор между кромками листов равен от 1 до 3 *мм*, при автоматической и полуавтоматической сварке стали под флюсом — от 0 до 2 *мм* (при сварке на флюсовой подушке безскосных кромок и на стальной подкладке односкосных кромок — от 2 до 5 *мм* в зависимости от толщины металла); при электрошлаковой сварке стали толщиной от 30 до 50 *мм* зазор — 18 *мм*, а от 56 до 70 *мм* — 20 *мм;* при автоматической и полуавтоматической сварке стали в среде углекислого газа номинальный проектный зазор равен нулю.

Зазор между кромками листов при ручной электродуговой и аргоно-дуговой сварке алюминия изменяется от нуля до 2 *мм*, при автоматической сварке алюминия по слою флюса и автоматической аргоно-дуговой сварке алюминия — от нуля до 1 *мм*, в зависимости от толщины металла.



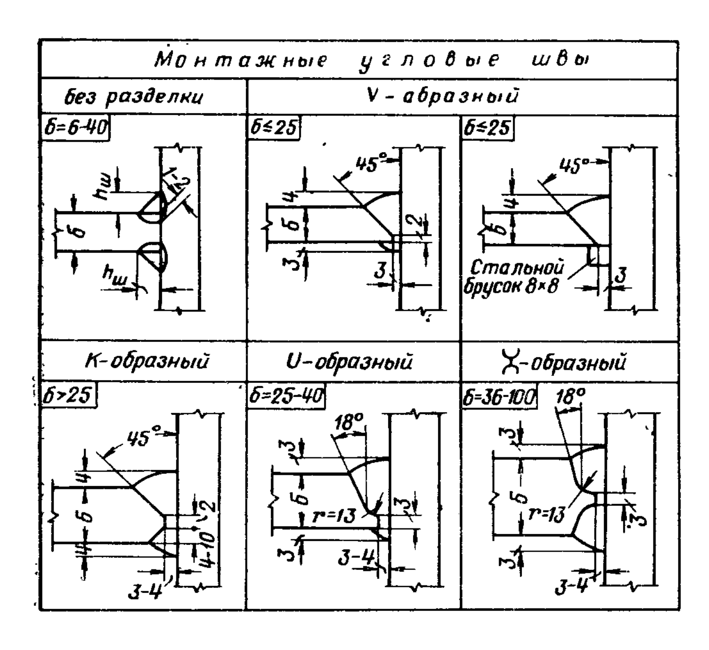


Рис. 1.7. Сечения угловых швов стальных листовых конструкций

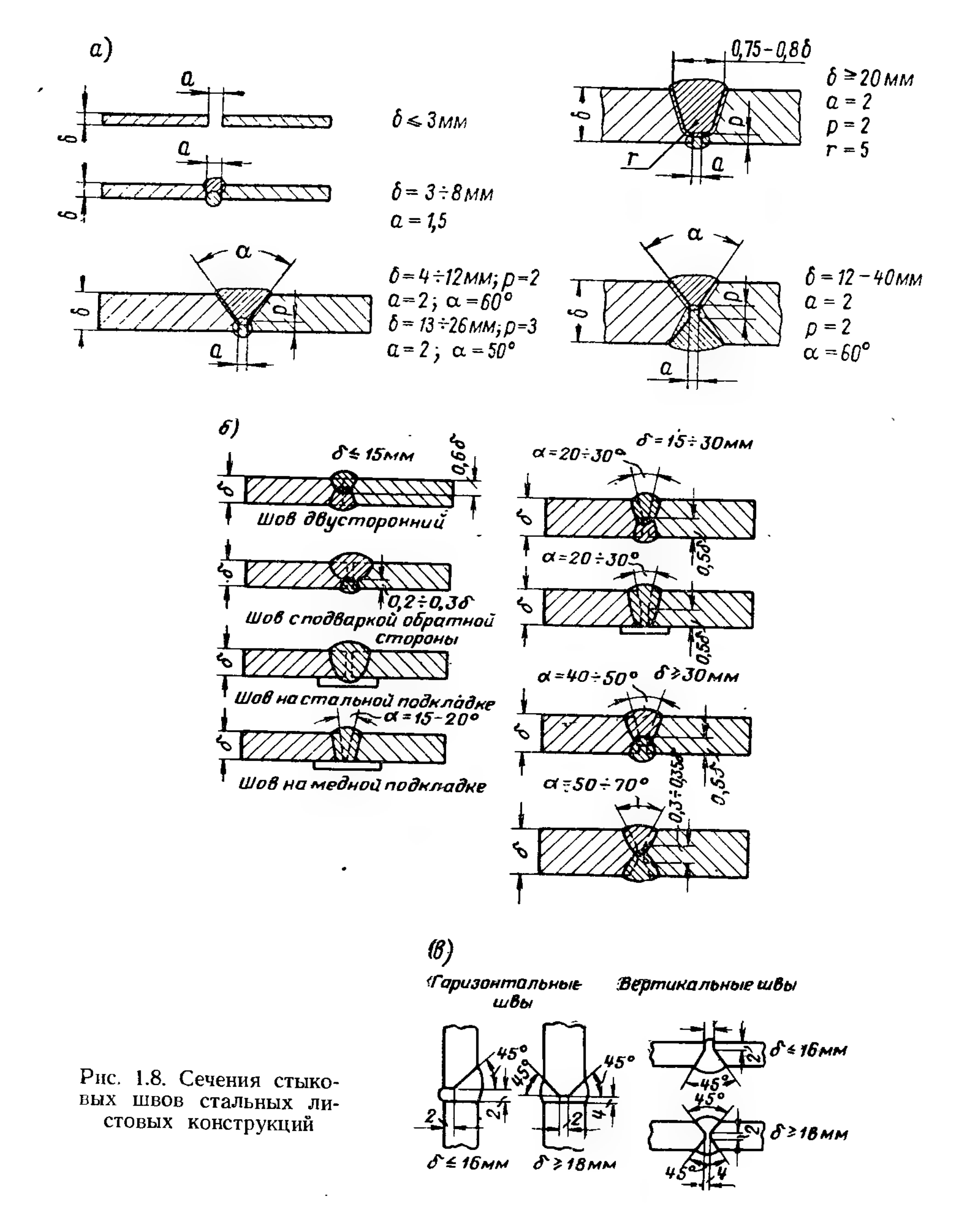


Рис. 1.8. Сечения стыковых швов стальных листовых конструкций

Бесскосные швы можно выполнять толщиной: при ручной электродуговой сварке стали — до 8 *мм*, при автоматической и полуавтоматической сварке стали под флюсом — до 20 *мм*, при электрошлаковой сварке стали — до 100 *мм*, при автоматической и полуавтоматической сварке стали в среде углекислого газа — до 12 *мм;* при ручной электродуговой сварке алюминия и автоматической сварке алюминия по слою флюса — до 25 *мм*, при автоматической и ручной аргоно-дуговой сварке алюминия — до 10 *мм*.

В табл. 1.3. приведены величины зазоров и притупления кромок при листах различной толщины и разных разделках кромок.

Конструктивные элементы швов при сварке двухслойной стали (углеродистой стали плакированной нержавеющей сталью), меди, латуни, никеля и титана приведены соответственно в нормалях [88]. Присадоч-

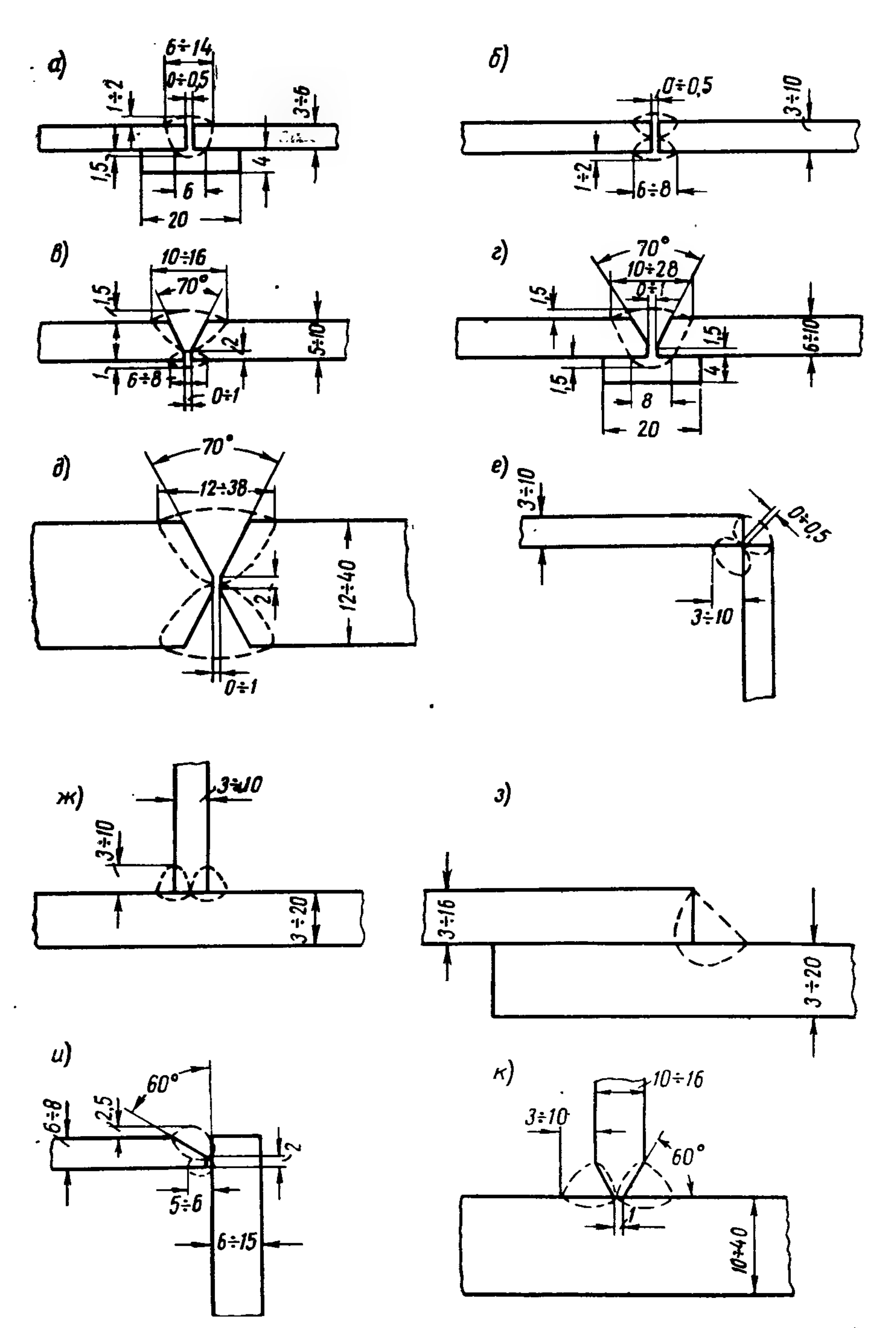


Рис. 1.9. Типы и размеры сварных швов алюминиевых листовых конструкций
а, б, в, г, д — стыковых; *е, ж, з, и, к* — угловых

Таблица 1.3

Вид двустороннего шва стыкового соединения	Способ сварки	Толщина листов в *мм*	Зазор в *мм*	Притупление в *мм*	Угол раскрытия в *град*
V-образные со скосом обеих кромок	Ручная электродуговая сварка стали	10—25 28—32 34—40 42—50	2 3 3 3	2 3 3 3	60 50 45 40
Х-образные с двумя скосами обеих кромок симметричные	То же	12—60	2	2	60
V-образные со скосом обеих кромок	Автоматическая и полуавтоматическая сварка стали под флюсом	14—24	0	6—8	60
Х-образные с двумя симметричными скосами обеих кромок	То же	20—28 30—60	0 0	6—8 6	60 50
V-образные со скосом обеих кромок	Автоматическая и полуавтоматическая сварка стали в среде углекислого газа	8—14	0	4—8	65
Х-образные с двумя скосами обеих кромок симметричные	То же	12—40	0	4—6	65
V-образные со скосом обеих кромок	Ручная электродуговая сварка алюминия	26—35	1—1,5	13—17,5	60
Х-образные с двумя скосами обеих кромок симметричные	То же	35—50	1,5	5	60
V-образные со скосом обеих кромок	Ручная аргоно-дуговая сварка алюминия	6—20	1,5	1,5—2	60
Х-образные с двумя скосами обеих кромок симметричные	То же	15—30	1—1,5	2—5	65
V-образные со скосом обеих кромок	Автоматическая аргоно - дуговая сварка алюминия	6—20	0,5—1	4—5	50
Х-образные с двумя скосами обеих кромок симметричные	То же	15—30	0,5—1	4—5	50

ные материалы для сварки черных, цветных металлов и биметаллов указаны в РТМ 30—61. Для ручной электродуговой сварки стали марок Ст.3, ВСт.3, 20К рекомендуются электроды типа Э42 и Э42А, для сварки стали марок 09Г2С, 16ГС — электроды Э50А, стали 12МХ — электроды Э-МХ, стали 12ХМ — электроды Э-ХМ, стали Х5М — электроды Э-Х5МФ.

При автоматической и полуавтоматической сварке стали под флюсом рекомендуются: для сварки стали марок Ст.3, ВСт.3, 20К — сварочная проволока Св.08, Св.08А и флюс марки АН-348А или ОСЦ-45; для сварки стали 16ГС толщиной не более 18 *мм* и стали 09Г2С толщиной не более 22 *мм* — проволока Св.08ГА и флюс марки АН-348А; для сварки стали 16ГС толщиной свыше 18 *мм* и стали 09Г2С толщиной свыше 22 *мм* — проволока Св-12М и флюс АН-348А; для сварки стали 12МХ — проволока Св-10МХ и флюс марки АН-15; для сварки стали 12ХМ — проволока Св-10ХМ и флюс марки АН-15.

При электрошлаковой сварке стали рекомендуются для сварки стали марок Ст.3, ВСт.3 проволока Св.08 и флюс марки АН-22 или АН-8; для сварки стали марок 20К — проволока Св-08ГА и флюс марок ТКЗ-Д5П, ФЦ6, ФЦ7, АН-348, АН-8; для сварки стали 09Г2С и 16ГС — про-

волока Св.10Г2 и флюс марки АН-8; для сварки стали Х18Н10Т — проволока Св.08Х19Н10Б и флюс марки АНФ или 48-ОФ-6.

Применение соединений внахлестку может быть допущено лишь для тонколистовых конструкций толщиной 2—4 *мм*.

Соединения, специфичные для конкретных листовых конструкций (резервуаров, газгольдеров, бункеров и др.), рассмотрены во II и III частях книги.

§ 5. ОБЗОР РАЗВИТИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Строительство резервуаров, являющихся одними из первых листовых конструкций, шло параллельно развитию нефтяной промышленности. Хотя нефть известна человечеству не менее трех тысячелетий, ее промышленная добыча началась только в конце XVII в., а широкое использование — лишь с середины XIX в.

В 1859 г. выдающийся русский ученый Дмитрий Иванович Менделеев (1834—1907 гг.) разработал программу коренной реорганизации транспортирования и хранения нефти. В 1863 г. Менделеев впервые предложил применять трубопроводы для транспортирования нефти. Первый сборный нефтепровод Балаханы — Баку был сооружен в 1878 г. по инициативе Д. И. Менделеева и при его участии. Первый магистральный керосинопровод Баку — Батуми протяженностью 883 *км* построен в 1904—1907 гг. также по инициативе Д. И. Менделеева.

Огромный вклад в развитие листовых конструкций внес выдающийся русский инженер, изобретатель и исследователь, лауреат Ленинской премии, почетный академик Владимир Григорьевич Шухов (1853—1939 гг.).

Для всех отраслей нефтяного дела, начиная с добычи нефти и кончая сжиганием нефтяных остатков, Шухов разработал оригинальные конструкции, сооружения и аппаратуру.

В 1884 г. была опубликована монография В. Г. Шухова «Нефтепроводы и их применение в промышленности», в которой изложены вопросы расчета нефтепроводов и выбор экономически целесообразных вариантов транспортирования нефти и нефтепродуктов.

В. Г. Шухов применил вертикальные цилиндрические резервуары для хранения нефти и нефтепродуктов, имеющие плоское днище на песчаном основании и коническую кровлю, и разработал теорию проектирования резервуаров минимального веса (1878 г.). В подобных резервуарах большой емкости В. Г. Шухов впервые предложил изменять толщину стенки корпуса по высоте, что обеспечило значительную экономию стали. В те годы, когда Шухов применял прогрессивные конструктивные формы, стальные резервуары, строившиеся за границей, имели плоские стенки, прямоугольную форму, бетонное основание и относительно большой вес.

В 1896 г. на Нижегородской выставке демонстрировалась сетчатая водонапорная башня системы Шухова (рис. 1.10) в виде однополостного гиперболоида вращения, в которой прочность гармонично сочеталась с ажурностью сооружения, удобством изготовления и монтажа. Прямолинейные ноги башни по высоте скреплены кольцами жесткости, а в местах пересечения «правые» и «левые» ноги склепаны друг с другом. Подобные «шуховские башни» получили широкое распространение как в России, так и за рубежом.

Выдающуюся роль в развитии листовых конструкций сыграла дуговая электросварка, предложенная русскими инженерами Н. Н. Бенардосом (1842—1905 гг.) и Н. Г. Славяновым (1854—1897 гг.) в конце прошлого века. В царской России электросварка не получила широкого

распространения и применялась главным образом для ремонтных работ. За годы Советской власти наша страна вышла на первое место в мире по применению электросварки в строительстве и промышленности.

Широкое применение электросварки объясняется экономичностью сварных листовых конструкций по сравнению с клепаными, в которых образование отверстий и клепка являются весьма трудоемкими и дорогими операциями. Применение сварки позволило значительно упростить решения листовых конструкций и создать новые конструктивные формы. В настоящее время сварка в листовых конструкциях полностью вытеснила клепку.

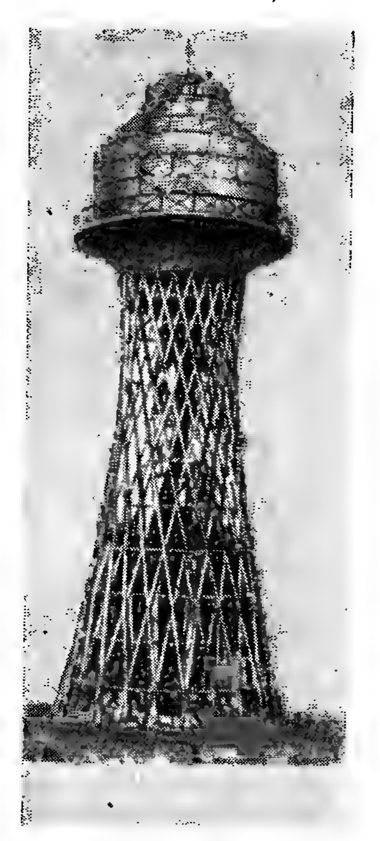


Рис. 1.10. Водонапорная башня системы В. Г. Шухова

Громадное значение для развития листовых конструкций имеют работы по автоматизации сварки, проводимые головным в Советском Союзе Институтом электросварки им. Е. О. Патона АН УССР, руководимым акад. Б. Е. Патоном, и глубокие теоретические и экспериментальные исследования сварочных напряжений и деформаций листовых конструкций, проведенные акад. Н. Н. Рыкалиным, Г. А. Николаевым, Н. О. Окербломом, Б. С. Касаткиным, А. А. Казимировым. Помимо дуговой сварки в листовых конструкциях применяют электрошлаковую сварку. В некоторых случаях (при соединении без расплавления тонких листов из алюминия, меди, стали и др.) целесообразно применение ультразвуковой сварки, сварки энергией взрыва и холодной сварки.

В области разработки теории расчета листовых конструкций выдающееся место принадлежит отечественным ученым.

Замечательные работы по созданию и разработке теории оболочек, широко используемые при проектировании листовых конструкций, принадлежат академику В. В. Новожилову, В. З. Власову, А. Л. Гольденвейзеру, А. И. Лурье (за рубежом — С. П. Тимошенко).

Краевой эффект в осесимметричных оболочках глубоко исследован И. Я. Штаерманом, П. Л. Пастернаком (за рубежом — И. В. Геккелером), а в произвольной упругой оболочке — акад. Ю. Н. Работновым и А. Л. Гольденвейзером. Эти работы используются при расчете швов сопряжения пересекающихся оболочек листовых конструкций.

Наиболее глубокие исследования устойчивости замкнутых оболочек принадлежат П. Ф. Папковичу, А. С. Вольмиру, Х. М. Муштари, А. В. Погорелову, В. И. Феодосьеву, С. А. Алексееву (за рубежом С. П. Тимошенко, Р. Мизесу, Л. Доннелу, Т. Карману).

За годы Советской власти масштабы применения листовых конструкций чрезвычайно возросли, и в этой области наши ученые и инженеры решили много сложных теоретических, конструктивных и производственных задач. Так, например, в настоящее время в Советском Союзе перешли на новый высокопроизводительный метод строительства негабаритных вертикальных цилиндрических резервуаров из полотнищ заводского изготовления, свернутых в габаритные рулоны и доставляемых

в таком виде на монтажную площадку. Площадь полотнища достигает 1000 *м*², а вес рулона — 60 *т*. При этом ручная сварка заменяется автоматической, сборка механизируется, а изготовление рулонов корпуса и днища производится по поточно-конвейерной системе.

Головными институтами по проектированию и исследованию листовых конструкций являются ЦНИИПроектстальконструкция, Гипронефтемаш, НИИХиммаш, Институт электросварки им. Е. О. Патона, ВНИИМонтажспецстрой и ВНИИСТ. За последние годы советская школа проектирования листовых конструкций создала такие сооружения, как доменные печи объемом 2700 *м*³ и более; мокрые газгольдеры емкостью до 30 тыс. *м*³; сухие газгольдеры с эластичным кольцевым фартуком по периметру поршня емкостью до 10 000 *м*³; ряд магистральных трубопроводов диаметром до 1420 *мм* значительной протяженности; шаровые резервуары объемом 600 и 900 *м*³, давлением 18 *кГ/см*² для сжиженного пропана из термоупрочненной стали класса С60; шаровые резервуары емкостью 2000 *м*³, давлением 2,5 *кГ/см*²; типовые вертикальные цилиндрические резервуары для хранения нефти и нефтепродуктов при избыточном давлении до 200 *мм вод. ст.*, емкостью до 20 тыс. *м*³; типовые вертикальные цилиндрические резервуары для хранения бензина под давлением до 3000 *мм вод. ст.*, объемом до 5000 *м*³; резервуары с плавающей крышей для сырой нефти и бензина вместимостью до 50 тыс. *м*³ и многие другие листовые конструкции для различных отраслей народного хозяйства СССР.

§ 6. ОСНОВЫ ЭКОНОМИКИ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

При создании листовых конструкций, как и любых других сооружений, обеспечение их экономичности является важнейшим вопросом проектирования. Экономичным решением будет то, в котором наиболее полно удовлетворены все требования, предъявляемые к сооружению: минимальный расход металла и других материалов, технологичность конструкций, удобство их транспортирования, максимальная скорость монтажа, снижение капитальных затрат и эксплуатационных расходов, долговечность и наибольшее удобство эксплуатации. В каждом конкретном случае конъюнктурные вопросы, например отсутствие определенных марок сталей, высокая стоимость более широких листов, возможности заводского оборудования, изготовляющего данные листовые конструкции, и т. п., могут оказаться существенными и заметно отразиться на экономичности сооружения.

Во многих листовых конструкциях физический износ наступает ранее морального старения сооружения. Однако в ряде случаев следует учитывать при проектировании возможность использования сооружения для нового технологического процесса или изменения старого. Примерами могут быть: перевод доменных печей на повышенное давление; увеличение давления паровоздушной смеси в резервуарах для длительного хранения бензина, сырой нефти с высоким потенциалом бензина и других легкоиспаряющихся жидкостей; повышение рабочего давления в газгольдерах постоянного объема. Требования экономии заложены в основных документах, определяющих тип и размеры сооружения: общесоюзных стандартах, ведомственных нормалях, нормах проектирования и инструкциях по расчету и проектированию конкретных сооружений.

Требования прочности, являющиеся также требованиями экономичности, определяются в строительных нормах и правилах четырьмя коэффициентами: коэффициентом условий работы конструкции m; коэффициентом перегрузки n, представляющим отношение наибольшей возможной нагрузки (воздействия) к ее нормативному значению; коэффициентом однородности материала k, являющимся отношением наименьшего возможного значения данной прочностной характеристики

(предела текучести, временного сопротивления, предела длительной прочности, предела ползучести) к ее нормативному значению; коэффициентом сочетания нагрузок c.

Коэффициент запаса в расчете по допускаемым напряжениям, принятом в нормах и методах расчета на прочность сосудов и аппаратов [124], равен:

$$\xi = \frac{cn}{mk}, \qquad (1.1)$$

где n — средневзвешенное значение коэффициента перегрузки действующих в данном сочетании (основное, дополнительное, особое) нагрузок и воздействий.

Переход к расчету сосудов химической и нефтяной аппаратуры по предельным состояниям приводит к большей экономичности этих конструкций.

Листовые конструкции представляют собой чрезвычайно ответственные сооружения, и потому к выбору значений коэффициентов m, n и c необходимо подходить с особой осторожностью. Достаточно сказать, что обычно стоимость жидкости, хранимой в резервуаре, превышает стоимость резервуара в несколько раз; из-за суточного простоя мощной доменной печи теряется около 3000 *т* чугуна, а крупной цементной печи — 1000 *т* цемента. Еще бóльшими могут быть потери в результате разрушений смежных сооружений, вызванных нарушением сплошности данной листовой конструкции. Вследствие этого выбору значений коэффициентов перегрузки n, условий работы m и сочетаний нагрузок c предшествуют тщательное изучение работы аналогичных сооружений и математическая обработка статистических данных, связанных с вопросами прочности, долговечности и экономичности соответствующих листовых конструкций.

Критерием экономичности сооружений является так называемая удельная стоимость, определяемая величиной суммы капитальных затрат, эксплуатационных расходов, потерь продукции при эксплуатации и прочих расходов, отнесенных к единице продукции в единицу времени или к единице емкости листовой конструкции. Чем меньше удельная стоимость, тем выше экономичность сооружения.

Значение удельной стоимости можно определить по формуле

$$Y = \frac{1}{g}\left(\frac{C_{к}\, a}{b} + C_{э} + C_{п} + C_{п.р}\right). \qquad (1.2)$$

Здесь g — количество вырабатываемой в год продукции (например, для доменной печи — вес выплавляемого чугуна, для цементной печи — вес цемента, для установки каталитического крекинга — вес вырабатываемого бензина и т. д.); количество хранимой продукции для сооружений, предназначенных для хранения жидкостей, газов[1], сыпучих веществ (для резервуаров, газгольдеров, бункеров, силосов); количество транспортируемой продукции для трубопроводов, предназначенных для транспортирования газов, жидкостей, размельченных или разжиженных твердых веществ (газопроводов, нефтепроводов, водоводов, углепроводов, массопроводов и т. п.);

b — принятое число лет эксплуатации конструкции (номинальный срок службы сооружения);

$C_{к}$ — величина капитальных затрат на сооружение;

[1] При хранении газов под различным давлением необходимо учитывать не весь объем газа, хранимого в газгольдере, а лишь ту часть, которая может быть использована для практических целей.

a — коэффициент амортизации, учитывающий величину амортизационных расходов на капитальные затраты за номинальный срок службы сооружения:

$$a = 1 + \frac{C_а}{C_к}, \qquad (1.3)$$

$C_а$ — величина амортизационных затрат за номинальный срок службы сооружения;

$C_э$ — величина эксплуатационных расходов в год (в этой статье предусматриваются расходы по содержанию обслуживающего персонала, аренда территории, стоимость перерабатываемой, хранимой или транспортируемой продукции, стоимость ремонтов);

$C_п$ — величина потерь продукции в течение года (в денежном выражении);

$C_{п.р}$ — величина прочих расходов в год.

Величину потерь продукции можно рассматривать как составляющую величины эксплуатационных расходов, однако в связи с возможностью потерь особенно ценных продуктов для некоторых видов сооружений необходимо отдельно анализировать значение этой составляющей.

Величина капитальных затрат $C_к$, входящая первой составляющей в формулу (1.2), в основном зависит от правильного выбора конструктивной формы сооружения, так как она в первую очередь влияет на экономичность сооружения и предопределяет напряженное состояние конструкции, а следовательно, и вес сооружения, количество отходов, технологичность в изготовлении и монтаже, транспортабельность, удобство эксплуатации. Зависимость экономичности сооружения от принятой конструктивной формы рассмотрена во II части книги.

§ 7. ПРОБЛЕМА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Повышение долговечности листовых конструкций может быть достигнуто следующими мерами:

1) выбором конструкционного материала, стойкого против агрессивного действия рабочей среды;

2) выбором надлежащей конструктивной формы;

3) покрытием методом распыления менее стойких материалов более стойкими;

4) созданием на поверхности металла защитной пленки путем химической или электрохимической реакции;

5) защитой основного конструкционного материала слоем коррозионностойкого материала (плакирование или футеровка);

6) подводом к листовой конструкции электрического тока, противоположного по знаку коррозионному току (катодная защита), или подключением к защищаемой конструкции электродов из другого металла, которые корродируют, защищая от коррозии основную конструкцию (протекторная защита);

7) цинкованием обычных стальных болтов и кадмированием высокопрочных болтов (и соответственно гаек и шайб), соединяющих стальные и алюминиевые части конструкции для предотвращения контактной коррозии;

8) введением в рабочую среду ингибиторов с целью снижения ее агрессивности.

Пластмассовые покрытия, наносимые на углеродистую сталь со стороны агрессивной среды методом напыления (в результате чего получается металлопласт), повышают долговечность конструкции. Трудоемкость нанесения 1 $м^2$ лакокрасочных покрытий изменяется от 0,1 до 0,3 чел.-час, гальванических покрытий — 0,15 чел.-час, а пластмассовых, наносимых методом напыления, составляет всего 0,05 чел.-час.

Конвейерная линия для нанесения полимерных покрытий окупится за один-полтора года, требуемые для нанесения пластмассовых покрытий производственные площади сократятся по сравнению с лакокрасочными в полтора-два раза, значительно уменьшатся и потери материала. Необходимо, однако, учитывать, что пластмассовое покрытие имеет низкую теплостойкость (его можно эксплуатировать при температуре не выше 70° С) и что коэффициент линейного расширения для углеродистой стали $\alpha=0{,}000012$, а для полиэтилена $\alpha=0{,}0001$ (в 8,3 раза больше). Поэтому металлопласт можно применять лишь для листовых конструкций, эксплуатируемых при температуре не выше 70° С при отсутствии значительного перепада температур.

Аппараты воздушного распыления можно применять для всех грунтов, для масляных, пентафталевых и глифталевых красок, для перхлорвиниловых эмалей. Для наружной поверхности днищ вертикальных резервуаров и газгольдеров, покоящихся на песчаном основании, наиболее целесообразна катодная защита; для дымовых труб, подвергающихся постоянному воздействию горячих сернистых газов, — эмалирование. Наружные поверхности резервуаров для нефти и нефтепродуктов покрывают алюминиевой краской, а их внутренние поверхности — перхлорвиниловыми эмалями или цементным торкретпокрытием (внутренние поверхности защищают только в резервуарах для хранения агрессивных жидкостей). Внутренние и наружные поверхности телескопа и колокола мокрого газгольдера покрывают свинцовым суриком на натуральной олифе (за исключением наружной поверхности крыши, которая защищается от коррозии полихлорвиниловой эмалью), а внутренние и наружные поверхности резервуара газгольдера — алюминиевой краской.

По предложению института Гипронефтемаш начинает внедряться новый метод защиты мокрых газгольдеров от коррозии, состоящий в том, что рабочие поверхности газгольдеров смачивают специальной защитной жидкостью, налитой на поверхность воды в резервуар и в гидрозатворы газгольдера. Стоимость защиты от коррозии по этому методу составляет всего 5—10% стоимости работ при защите газгольдеров лакокрасочными покрытиями [17].

Для получения высококачественного покрытия поверхность листовой конструкции должна быть хорошо очищена от ржавчины, окалины, жира, пыли и грязи. Лучшим способом очистки листовой конструкции является пескоструйный, так как он создает шероховатость, увеличивающую сцепление покрытия с конструкцией.

Обработанная пескоструйным способом металлическая поверхность быстро ржавеет, и потому ее следует немедленно грунтовать.

Для уменьшения пылеобразования применяют гидропескоструйный метод, в котором используется смесь песка с водой. Во избежание ржавления металла к воде добавляют соответствующие химические вещества (1—5 *г/л*), которые замедляют коррозию и позволяют сохранить чистую поверхность в течение 5—20 *ч*.

При очистке габаритных листовых конструкций в специально оборудованных помещениях вместо кварцевого песка применяют металлический песок или стальную дробь.

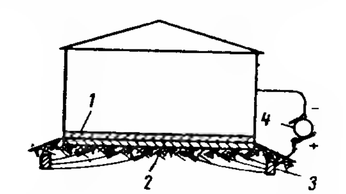


Рис. 1.11. Схема катодной защиты днища резервуара

1 — днище; *2* — битумная изоляция; *3* — анод; *4* — генератор

В тех случаях когда пескоструйная или дробеметная очистка невозможна, применяют торцовые щетки из стальной проволоки или шарошки, закрепленные на удлиненном гибком валу электродвигателя. После очистки с поверхностей удаляют волосяной кистью или пылесосом остатки песчаной пыли и жировые пятна.

Внешняя защита днищ вертикальных стальных резервуаров битум-

ной изоляцией и гидрофобным слоем недостаточна, хотя и необходима. Наряду с такой защитой (особенно при агрессивных грунтовых водах) необходимо применять катодную поляризацию днищ или протекторную защиту. Катодная защита состоит в том, что днище резервуара искусственно делается катодом путем его включения в цепь постоянного тока (рис. 1.11). Генератор присоединяется отрицательным полюсом к резервуару, а положительным — к анодам из ненужного стального проката или старых стальных труб, уложенных в земле вокруг резервуара. Грунт служит электролитом. Аноды разрушаются вследствие электролиза, а дефектные места антикоррозионного покрытия днища оказываются надежно защищенными. Минимальная величина защитного потенциала E днища по отношению к земле должна быть 0,28—0,30 *в*, а максимальная — 1 *в*.

Увеличение защитного потенциала выше 1 *в* кроме повышения расхода электроэнергии вызывает разрушение битумного покрытия, которое при этом отстает от днища.

Поскольку сопротивление битумного покрытия ρ *ом·м²/м* во много раз выше, чем почвы и соединительных проводов, необходимый для защиты ток

$$I = \frac{E}{R} = \frac{EF}{\rho\delta}, \tag{1.4}$$

где F — площадь днища резервуара в *м²*; δ — толщина изоляции в *м*.

Значение произведения $\rho\delta$ можно принимать равным 100 *ом·м²*.

Количество анодной стали определяется из расчета уноса 9,1 *кг* стали в год током в 1 *а*. Заземление следует укладывать ниже глубины промерзания грунта. Источниками питания установок катодной защиты служат статические преобразователи тока — выпрямители (купроксные и селеновые), отличающиеся простотой устройства, компактностью и удобством эксплуатации.

Протекторная защита заключается в присоединении к резервуару при помощи проводов, закопанных в грунт, протекторов — кусков металла с более отрицательным электрохимическим потенциалом, чем сталь (цинк, алюминий, магний, сплав состава: Mg—91%, Zn—3%, Al—6%). Искусственно созданный анодный участок прекращает коррозию элементов резервуара, превращая анодные участки днища в катодные; единственным анодным участком становится протектор. В процессе работы (при разрушении), несмотря на то что протектор покрывается слоем продуктов распада, защитная сила тока не должна снижаться и электрохимический эквивалент протектора должен быть высоким (количество электричества, получаемое в час с единицы веса металла, если считать, что весь металл расходуется на создание защитного тока).

Протекторы помещают в котлованы, вырытые в грунте; пространство между протектором и грунтом заполняют специальной засыпкой. Такая засыпка, состоящая обычно из гипса и бентонитовой глины (для почв высокого сопротивления 1 часть глины и 4 части $MgSO_3$; для почв низкого сопротивления 3 части глины и 1 часть $CaSO_4 \cdot 2H_2O$), обеспечивает лучший контакт анода с грунтом, уменьшает сопротивление току при его выходе из анода в грунт, стабилизирует потенциал анода, исключает его поляризацию и уменьшает собственную коррозию анода (протектора).

Верхний конец протекторов должен находиться ниже поверхности грунта на 100—150 *мм*. С резервуаром аноды соединяются изолированными медными проводами. Срок действия протекторов (в годах) составляет:

$$t = 0{,}114\frac{Gqa}{I}, \tag{1.5}$$

где G — вес протекторов в *кг*;

q — электрохимический эквивалент анода в *а·ч/кг*;

a — коэффициент полезного действия анода, равный 0,5;
I — защитный ток, создаваемый анодом, в *ма* (его величина изменяется от 30 до 500 *ма*).

Строительные затраты при протекторной защите больше, чем при катодной поляризации, но зато эксплуатационные расходы ниже. При сроке эксплуатации листовой конструкции до 10 лет более экономична катодная поляризация, а при сроке более 10 лет — протекторная защита. Стоимость катодной и протекторной защиты составляет примерно 2% стоимости смены днища резервуара.

Эффективная мощность установки катодной поляризации днища резервуара емкостью 3000 $м^3$, диаметром 19 *м* при защитном потенциале $E=0{,}85$ *b*, сопротивлении битумного покрытия 100 $ом \cdot м^2$ и защитном токе $I=2{,}4$ *а* равна $W \approx 2$ *вт*; необходимый вес анодов при сроке службы установки 10 лет составляет $G=2{,}4 \cdot 9{,}1 \cdot 10=218$ *кг*. Аноды располагают вокруг резервуара по кольцу, радиус которого на 1 *м* больше радиуса резервуара; глубина заложения анодов ~ 1,5 *м*.

Рассмотрим протекторную защиту днища резервуара при тех же условиях. При использовании 1 *кг* анода из сплава Mg 91%, Zn 3%, Al 6% возможно обеспечить защиту днища в течение

$$t = \frac{q}{I} = \frac{2142}{2{,}4} = 890\ ч \approx 37\ \text{дней}.$$

Для защиты днища в течение 10 лет при к. п. д. анодов, равном 0,5, потребуется металла

$$\frac{10 \cdot 365}{37 \cdot 0{,}5} = 198\ кг,$$

или $\frac{198}{11{,}6} = 17$ протекторов (11,6 *кг* — вес анода из указанного сплава диаметром 110 *мм*, длиной 650 *мм*). Средний ток на один протектор

$$I = \frac{2{,}4}{17} 1000 = 140\ ма.$$

Самый опасный вид разрушения листовых конструкций представляет хрупкое разрушение. Основными причинами хрупких разрушений сварных конструкций являются хладноломкость стали, неблагоприятный химический состав основного и наплавленного металла, неудачное конструктивное решение и дефекты швов, вызывающие концентрацию напряжений (трещины, подрезы, непровары, поры).

Хрупкое разрушение стали состоит из двух стадий: возникновение хрупкой трещины и ее самопроизвольное распространение.

Анализ наблюдавшихся случаев хрупкого разрушения листовых конструкций показывает, что:

1) трещина распространяется со скоростью 1,2—1,8 *км/сек*;

2) трещины имеют хрупкий характер, без заметных остаточных деформаций;

3) хрупкое разрушение обычно происходит при отрицательных температурах и при неполном загружении.

На возникновение и распространение хрупкой трещины оказывают влияние способ получения стали, толщина металла, температура, коэффициент концентрации напряжений (конструктивная форма), скорость приложения нагрузки или быстрота понижения температуры при значительном температурном перепаде, размер зерна, волокнистость в изломе и ударная вязкость. Ударная вязкость при низких температурах (минус 40° С или минус 70° С) характеризует сопротивляемость стали возникновению трещин, а зернистость и волокнистость в изломе — сопротивляемость стали их распространению. Мелкозернистые стали сопротивляются хрупкому разрушению лучше, чем крупнозернистые (зернистость и волокнистость стали определяются по ГОСТ 5639—65). Спокойная углеродистая сталь менее подвержена хрупкому разруше-

нию, чем кипящая, а полуспокойная сталь занимает промежуточное положение.

Исследования показали, что уменьшение толщины листовой стали снижает критическую температуру увязания хрупкой трещины.

Влияние процесса рулонирования на сопротивляемость стали хрупкому разрушению незначительно и может не учитываться при оценке прочности листовых конструкций, изготовленных этим методом, если толщина углеродистой стали не превышает 16 *мм*, а низколегированной — 14 *мм*. В то же время наклеп в результате растяжения на 1,5—2% (например, экспандирования трубопроводов) заметно снижает сопротивляемость стали хрупкому разрушению.

Увеличение емкости резервуаров повышает опасность их хрупкого разрушения вследствие утолщения листовой стали.

Для предотвращения хрупкого разрушения вертикальных резервуаров большого объема предложено устанавливать «гаситель» хрупких трещин в виде тонких наружных поясов, обжимающих более толстые внутренние нижние пояса корпуса. Это предложение основано на том, что у тонких листов критическая температура увязания хрупкой трещины значительно ниже, чем у толстых.

Применение двуслойных нижних поясов такого типа или сравнительно тонких поясов, обмотанных высокопрочной проволокой, позволяет исключить возможность хрупкого разрушения.

Термическое упрочнение сталей, повышающее сопротивляемость стали возникновению и распространению хрупких трещин, является эффективной мерой борьбы с хрупким разрушением. Эффективность термического упрочнения снижается с увеличением толщины листов. Толщина листов из термоупрочненной стали не превышает 32 *мм*, в то время как толщина нетермоупрочненной стали может достигать 60 *мм* (например, стали марок 16ГС, 10Г2С1, 09Г2С).

Повышенное содержание марганца (1,3—1,7%) в сочетании с повышенным содержанием кремния (0,5—0,8%) и пониженным содержанием углерода (0,07—0,11%) при минимальном содержании фосфора (не более 0,04%) и серы (не более 0,04%) обеспечивает надежность эксплуатации листовых конструкций из низколегированной стали марки 09Г2С (ГОСТ 5058—65), толщиной 4—60 *мм* при минус 70° С. При указанной температуре ударная вязкость этой стали не должна быть ниже 3 *кГ·м/см²*. В том же диапазоне толщин поставляются листы из стали марок 16ГС и 10Г2С1 (ГОСТ 5058—65), но для них ударная вязкость равна 3 *кГ·м/см²* при температуре минус 40° С, и потому не следует использовать сталь этих марок в условиях более низких температур. Ударную вязкость при пониженных температурах определяют по ГОСТ 9455—60.

Конструктивные недостатки проектных решений листовых конструкций состоят в применении уторного уголка в сопряжении корпуса и днища вертикального цилиндрического резервуара, усиливающих накладок в стыках листов корпуса, в допущении односторонней сварки ответственных стыковых швов, в применении нахлесточных воротников в местах примыкания патрубков, штуцеров и т. п.

Эти неудачные решения создают в отдельных местах листовых конструкций повышенную жесткость и концентрацию напряжений, которые, при наличии даже ничтожных технологических дефектов в сварных швах и при отрицательной температуре, могут вызвать появление трещины, ее мгновенное распространение и хрупкое разрушение конструкции.

Большое значение для надежности и долговечности листовых конструкций имеет правильное расположение оборудования — люков, лазов, патрубков и т. п.

В одном листе нельзя допускать более трех врезок; расстояние меж-

ду швами, прикрепляющими оборудование к корпусу листовой конструкции, и продольными швами корпуса должно быть не менее 500 *мм*, а расстояние до кольцевых швов — не менее 200 *мм*; сварку оборудования с основной конструкцией следует вести обратно-ступенчатым способом с предварительным подогревом.

Во избежание неравномерных осадок песчаные основания под вертикальные цилиндрические резервуары и газгольдеры должны возводиться в строгом соответствии с СНиП и соответствующими техническими условиями и инструкциями с обязательным отводом поверхностных вод и устройством дренажа для отвода грунтовых вод. При проектировании листовых конструкций необходимо учитывать грунтовые условия.

Во избежание вибрации резервуаров, могущей вызвать усталостное разрушение, желательна установка на подводящих трубопроводах около резервуаров компенсаторов и установка на подводящих коммуникациях около насосов ресиверов, изменяющих режим потока протекающей по трубопроводу жидкости.

Листовые конструкции, наружная поверхность стенки которых при эксплуатации имеет температуру выше 45° С или ниже нуля при положительной температуре окружающего воздуха, по окончании монтажа и испытания должны быть защищены тепловой изоляцией.

Основное назначение изоляции:

1) сохранение необходимой температуры технологического процесса или хранимой среды;

2) уменьшение теплопотерь (или потерь холода в холодильных установках);

3) создание нормальных санитарно-гигиенических условий труда путем уменьшения тепловыделений и предохранения обслуживающего персонала от ожогов;

4) защита поверхности листовой конструкции от наружной коррозии.

Толщину изоляции определяют на основании теплотехнического расчета, причем температура наружной поверхности изоляции не должна превышать плюс 45° С.

Теплоизоляционные материалы должны иметь низкую теплопроводность ($\lambda = 0{,}02 \div 0{,}18$ *ккал/м·ч·град*), небольшой удельный вес ($\gamma = 0{,}15 \div 0{,}45$ *т/м*^{3}) и малую гигроскопичность.

По структуре и виду различают мастичные, штучные (формованные) и обертывающие (ватные) материалы.

Изолируемая поверхность должна быть очищена и окрашена или защищена иным способом от коррозии.

Мастики представляют собой порошкообразные материалы (асботермит, асбозурит, асбестит), образующие при смачивании их водой пластичную массу, которую наносят на горячие поверхности; после высыхания она превращается в прочный теплоизоляционный слой.

Формованные материалы делают в виде кирпичей и плит для плоских поверхностей или в виде скорлуп и сегментов для трубопроводов; швы между кирпичами, обмазывают мастикой; уложенные кирпичи или скорлупы закрепляют кольцами из проволоки или полосовой стали.

Обертывающую изоляцию изготовляют в виде матов из минеральной ваты или стекловаты. Их сшивают и крепят к листовой конструкции при помощи втулок и скоб и затем стягивают проволокой или бандажами из стальных полос. Так, шаровые резервуары для дивинила емкостью 600 *м*^{3} на Омском заводе синтетического каучука были теплоизолированы 12-метровыми матами из стекловаты. В течение смены бригада из 11 человек укладывала 58 таких матов, изолируя весь резервуар поверхностью 365 *м*^{2}.

Поверхность изоляции должна быть надежно защищена от механических повреждений и размыва водой. Защиту производят путем обмот-

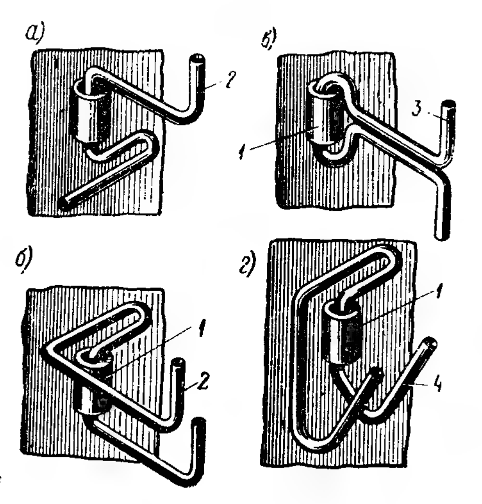


Рис. 1.12. Устройства для крепления наружной тепловой изоляции

а — одинарным штырем; *б* — двойным штырем; *в* — крючком; *г* — подвеской; *1*—втулка; *2* — штырь; *3* — крючок; *4* — подвеска

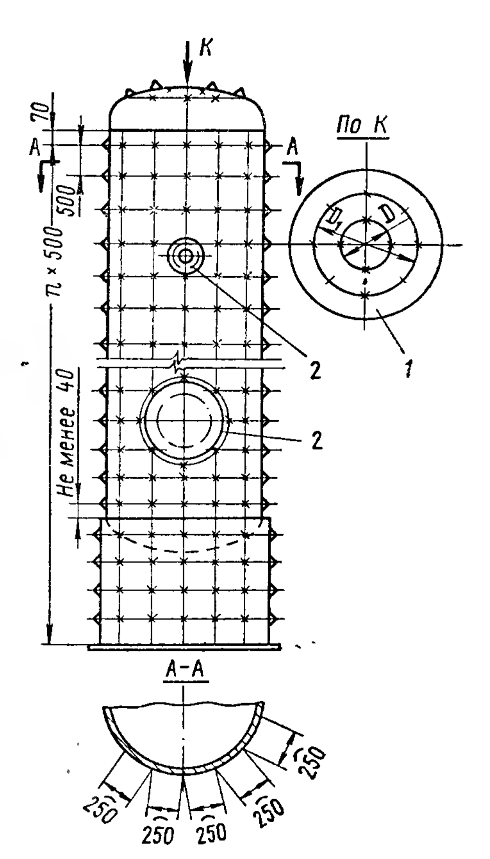


Рис. 1.13. Размещение приварных деталей для крепления тепловой изоляции на вертикальном аппарате

1 — на верхнем и нижнем днищах втулки приваривают (вид по стрелке *К*) с шагом $D=800$ *мм*; $D_1=D+1000$ *мм* и т. д.; *2* — при $D_y \leqslant 200$ *мм* детали крепления на патрубок штуцера не приваривают; при $D_y > 200$ *мм* втулки приваривают по окружности с шагом 250 *мм*

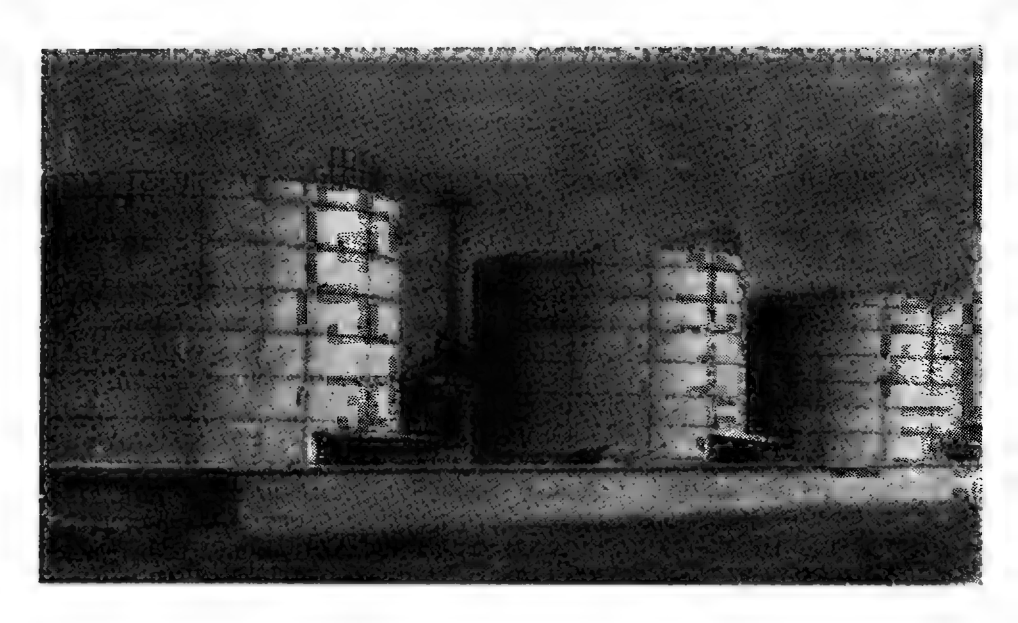


Рис. 1.14. Общий вид резервуаров, теплоизолированных крупноразмерными асбестоцементными листами

ки изоляции тканью с последующим покрытием масляной краской. Устройство для крепления наружной тепловой изоляции состоит из втулки, приваренной к аппарату, и съемных деталей (штырь, крючок, подвеска). В зависимости от типа изоляции (маты, плиты, блоки) и способа ее крепления существует 4 вида устройств (рис. 1.12). На вертикальных аппаратах втулки размещают в кольцевом направлении с шагом 250 *мм*, а в вертикальном — с шагом 500 *мм* (рис. 1.13). На горизонтальных аппаратах втулки размещают вдоль образующей с шагом 500 *мм* и в кольцевом направлении на верхней половине аппарата с шагом 500 *мм*, а на нижней половине — с шагом 250 *мм*.

В последние годы начали применять для покрытия изоляции асбошиферные листы размером 2800×1400 *мм*. Волгоградское управление треста Стройтермоизоляция применило конструкцию крепления шиферных листов встык с последующей заделкой продольных и поперечных швов асбоцементным раствором (рис. 1.14).

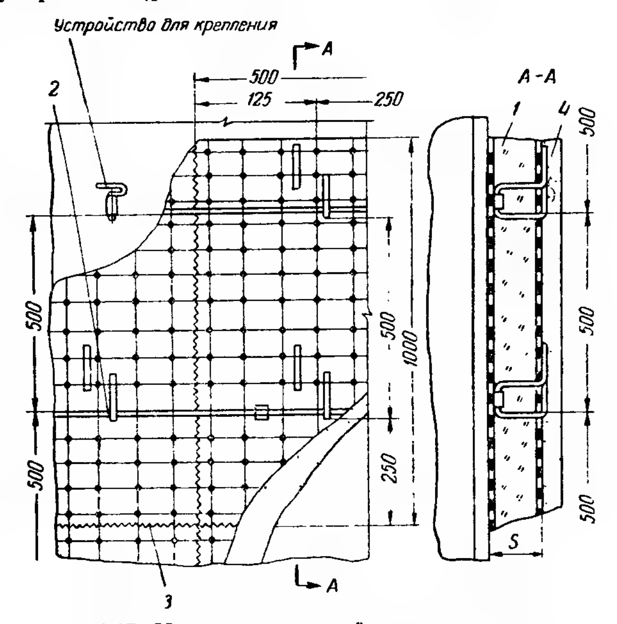


Рис. 1.15. Изоляция листовой конструкции теплоизоляционными матами

1 — мат; *2* — бандаж или кольцо; *3* — сшивка проволокой; *4* — защитное покрытие

На рис. 1.15 показана изоляция листовой конструкции минераловатными или стекловатными матами.

Изготовление, монтаж и приемка листовых конструкций должны соответствовать СНиП III-В.5-62. Для конструкций, подведомственных Госгортехнадзору, должны соблюдаться «Правила устройства, установки и освидетельствования сосудов, работающих под давлением» [94].

Глава 2
ГЕОМЕТРИЯ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПОСТРОЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Выбор оптимальной формы конструкции является конечной целью проектирования любого вида сооружения. В области листовых конструкций формообразование в подавляющем большинстве случаев не связано с выбором сортамента, так как основная часть конструкции выполняется из листа, а отыскание оптимального решения зависит лишь от правильного выбора геометрической формы конструкции, удовлетворяющей следующим требованиям: а) стоимость конструкции и расход металла должны быть минимальными; б) конструкция должна наиболее полно удовлетворять технологическим требованиям; в) затраты во время эксплуатации должны быть минимальными; г) конструкция должна быть долговечной физически и морально.

Для того чтобы выполнить требования, связанные главным образом с формообразованием листовых конструкций, необходимо знать основные положения, способствующие уменьшению удельной стоимости и удельного расхода металла, с целью их правильного применения и использования.

1. Так как лист наилучшим образом работает на растяжение, следует выбирать такую форму конструкции, чтобы при решающих силовых воздействиях оболочка была растянута в двух взаимно перпендикулярных направлениях, а напряжения в любой точке оболочки были одинаковыми.

Таким образом, необходимо стремиться к тому, чтобы оболочка работала на растяжение и была формой равного сопротивления на растяжение для решающего вида нагрузки.

2. При прочих равных условиях отношение поверхности оболочки к ее объему, так называемая удельная поверхность η, выражаемая формулой

$$\eta = \frac{s_п}{V} \ м^2/м^3 \quad (2.1)$$

(где $s_п$ — полная поверхность оболочки в $м^2$; V — объем, ограниченный оболочкой, в $м^3$), должна быть минимальной.

Формула (2.1) показывает, что при сравнении удельных поверхностей для различных форм необходимо объем сооружения, устанавливаемый по технологическим соображениям, принимать постоянным. В противном случае сравнение величин удельной поверхности будет выполнено в разных предпосылках и потому окажется неверным.

В случае минимального значения удельной поверхности η уменьшаются размер территории застройки, величина корродирующейся поверхности и эксплуатационные расходы, а также возрастает физическая долговечность конструкции.

Для заданной формы листовой конструкции при подобном изменении линейных размеров значение удельной поверхности не остается постоянным, а изменяется по следующей гиперболической зависимости:

$$s_i = s_0 k^2_{под}; \ V_i = V_0 k^3_{под}; \ \eta_i = \frac{k^2_{под} s_0}{k^3_{под} V_0} = \frac{\eta_0}{k_{под}}, \quad (2.2)$$

где $\eta_0 = \frac{s_0}{V_0}$ — удельная поверхность фигуры, служащей эталоном для сравнения;

$\eta_i = \frac{s_i}{V_i}$ — удельная поверхность фигуры с размерами, измененными в $k_{под}$ раз по сравнению с эталоном.

3. Отходы при раскрое листов должны быть минимальными.

4. Количество стыковых соединений, особенно выполняемых на монтаже и испытывающих большие напряжения, должно быть наименьшим. С этой целью рекомендуется применять при толщине листов до 8 *мм* рулоны длиной до 50 *м*, а также рулонные полотна, изготовленные заводским способом.

5. В случаях когда количество стыков не имеет существенного значения, необходимо применять листы складских размеров, имеющие минимальную величину доплаты.

6. Геометрические размеры сооружения следует принимать такими, чтобы листы принятых размеров укладывались кратное число раз.

7. Форма сооружения должна приниматься с учетом возможностей заводов-изготовителей и монтажных организаций, выполняющих изготовление и монтаж конструкций в заданные сроки.

8. Для уменьшения местных напряжений в сосудах высокого давления желательны наиболее плавные переходы в местах пересечений элементов оболочек различных очертаний.

Выбор формы листовых конструкций связан с их назначением, и вопросы формообразования для конкретных видов листовых сооружений подробно изложены в части II.

В листовых конструкциях наиболее употребительны геометрические формы, изготовление которых наименее сложно. Вальцовка листов представляет наиболее простую операцию для получения элементов необходимых очертаний (если исключить изгиб листов малой толщины по упорам, каркасам или фиксаторам иного типа непосредственно на монтаже). Путем вальцовки можно получить не только круговые цилиндрические и конические поверхности, имеющие в основании сопряженные круговые цилиндры и конусы. Однако в большинстве случаев конструкция должна быть разбита на листы так, чтобы участкам, имеющим разную кривизну, соответствовали различные листы. На рис. 2.1 дан пример разбивки трубопровода в месте перехода от круглого к трехцентровому очертанию.

Поскольку патрубок состоит из сопряжения двух косых конусов и двух косых цилинд-

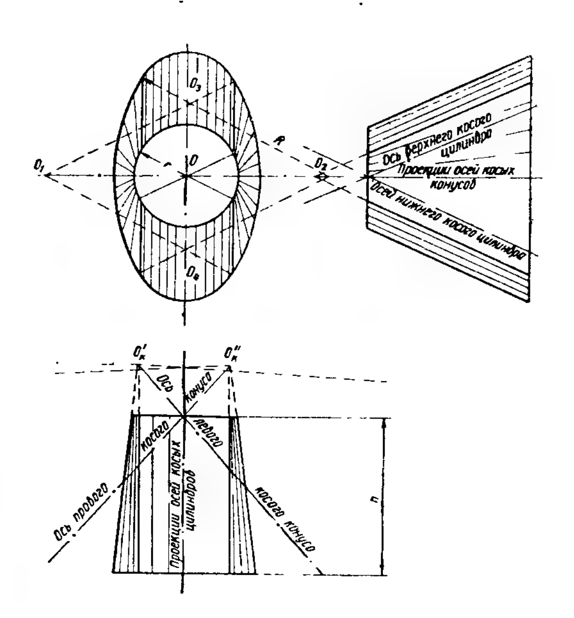


Рис. 2.1. Разбивка трубопровода в месте перехода от кругового очертания к трехцентровому

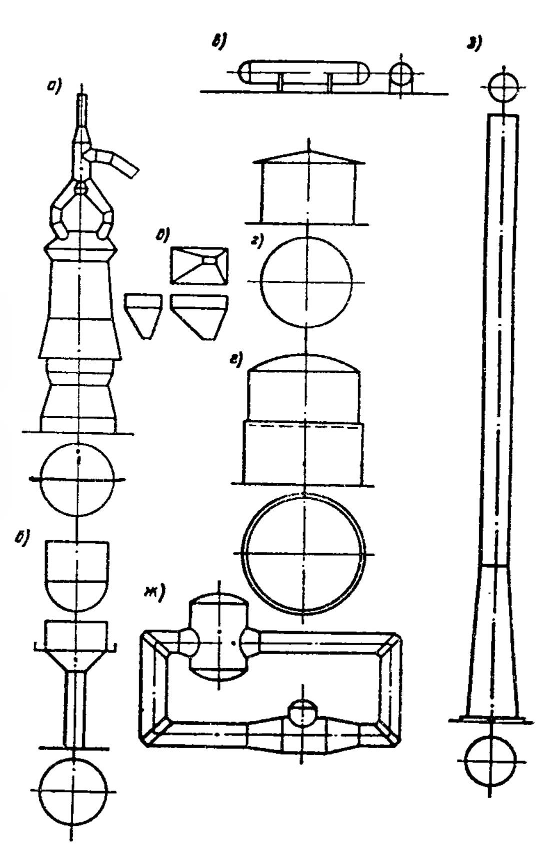


Рис. 2.2. Примеры геометрических форм различных листовых конструкций

а — доменная печь (со свечами); *б* — водонапорная башня; *в*—газгольдер постоянного объема; *г* — цилиндрический резервуар; *д* — бункер; *е* — мокрый газгольдер; *ж* — аэродинамическая труба; *з* — дымовая труба

ров, кривизна его поверхности меняется. Патрубок может быть изготовлен не менее чем из четырех листов (рис. 2.1), причем каждый лист должен вальцеваться разное число раз на различных участках.

Путем штамповки можно получить любую форму, но высокая стоимость изготовления штампов сокращает область ее применения. Штамповка находит применение при строительстве ответственных сооружений, изготовляемых большими сериями, когда однажды изготовленный штамп может быть многократно использован (например, для шаровых резервуаров сферических днищ паровых котлов, газгольдеров постоянного объема и железнодорожных цистерн). В последние годы нашла широкое применение вальцовка сферических поверхностей, а также отбортовка тонких листов.

Представляет интерес пока не освоенное предложение Г. М. Чичко, заключающееся в использовании свойства сохранения постоянства гауссовой кривизны в оболочках с двоякой кривизной. Стандартные заготовки с некоторыми постоянными гауссовыми кривизнами, например сферические, преобразовываются путем дальнейшего свертывания до иного соотношения радиусов кривизны, но так, чтобы гауссова кривизна была постоянной.

На рис. 2.2 приведены примеры встречающихся в практике геометрических форм различных листовых конструкций: резервуаров, газгольдеров, доменных печей, дымовых труб, трубопроводов, водонапорных башен, аэродинамических труб и бункеров.

§ 2. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ТЕЛ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ РАЗРАБОТКЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФОРМ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ [31]

Из примеров предыдущего параграфа видно, что листовые конструкции наиболее часто выполняются в виде простейших геометрических тел: шара, цилиндра и конуса. При этом конические и сферические поверхности используются главным образом как днища и переходные элементы.

Особое место занимают цепные — каплеобразные — формообразования, имеющие большие достоинства при постоянном режиме работы сооружения.

Шар

Среди всех тел равного объема шар имеет наименьшую поверхность, а среди всех тел равной поверхности шар имеет наибольший объем. Это свойство шара удобно использовать при определении рациональности конструкций других формообразований, положив шар в качестве эталона для сравнения.

Одним из критериев для сравнения рациональности конструкций служит отношение поверхности к объему [см. формулу (2.2)]. Это отношение для шара будет следующим:

$$\eta_{ш} = \frac{S_{ш}}{V_{ш}} = \frac{6}{D}.$$

Отношение удельной поверхности произвольного тела к удельной поверхности шара равного объема служит показателем рациональности конструкции. Чем ближе это отношение к единице, тем рациональнее при прочих равных условиях форма выбранного тела:

$$k_{р} = \frac{\eta_i}{\eta_{р}} = \frac{D_{р}\, \eta_i}{6},$$

где $\eta_{р} = \frac{6}{D_{р}}$ — удельная поверхность равновеликого шара;

$D_р = \sqrt{\frac{6}{\pi} V_i}$ — диаметр равновеликого шара;

V_i — объем выбранного тела;

η_i — по формуле (2.2).

Круговой цилиндр

Поверхность кругового цилиндра получается путем вращения прямой линии, параллельной оси вращения, называемой образующей цилиндра, вокруг оси. Плоскость, наклонная к оси цилиндра, пересекает его поверхность по эллипсу (рис. 2.3), большая полуось которого равна:

$$a = \frac{r}{\cos\alpha}; \qquad (2.3$$

постоянная малая полуось

$$b = r \qquad (2.4)$$

и фокальное расстояние

$$f = r \operatorname{tg}\alpha. \qquad (2.5)$$

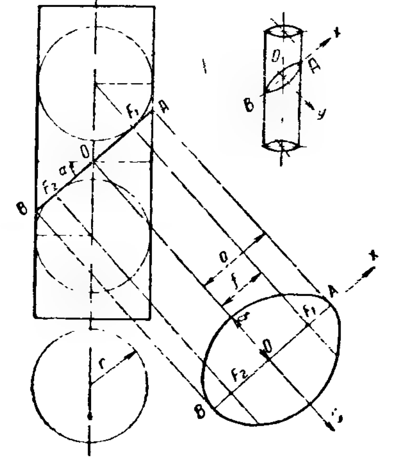


Рис. 2.3. Пересечение цилиндра плоскостью

Круговой конус

Круговой конус представляет собой тело, ограниченное поверхностью, которая получается путем вращения линии, наклоненной и пересекающей ось вращения и называемой образующей конуса. Точка пересечения образующей с осью вращения называется вершиной конуса.

Плоскости, перпендикулярные оси вращения (рис. 2.4), пересекают конус по окружности с радиусом

$$r_i = y \operatorname{tg}\beta, \qquad (2.6)$$

где y — расстояние секущей плоскости от вершины конуса;

β — угол между образующей и осью конуса.

Плоскости, наклонные к оси вращения на угол, больший, чем β, пересекают поверхность конуса по эллипсу с большой полуосью (большая полуось принята лежащей в плоскости xOy), равной:

$$a = y_{0э} \frac{\sin\beta}{2} \cdot \frac{\cos(\beta-\alpha) + \cos(\beta+\alpha)}{\cos(\beta-\alpha)\cos(\beta+\alpha)} \qquad (2.7)$$

и малой полуосью, равной:

$$b = y_{0э} \frac{\operatorname{tg}\beta}{2} \cdot \frac{\cos(\beta-\alpha) + \cos(\beta+\alpha)}{\sqrt{\cos(\beta-\alpha)\cos(\beta+\alpha)}}.$$

Отношение полуосей эллипса равно:

$$\frac{a}{b} = \frac{\sqrt{\cos(\beta-\alpha)\cos(\beta-\alpha)}}{\cos\beta},$$

где α — угол между плоскостью, нормальной к оси конуса, и наклонной секущей плоскостью.

3—1635

Формула (2.9) показывает, что эллипсы, полученные путем пересечения конуса параллельными плоскостями, подобны. Это свойство позволяет использовать вычисления, сделанные для одного из эллипсов, также для всех других эллипсов, находящихся в параллельных плоскостях, путем умножения на коэффициент подобия. Коэффициентом подобия в этом случае будет отношение

$$k_{\text{под}} = \frac{y_{i\text{э}}}{y_{0\text{э}}}. \tag{2.10}$$

Плоскости, наклоненные к оси вращения под углом β, пересекают поверхность конуса по параболе, определяемой по уравнению (рис. 2.5)

$$\left.\begin{aligned} y &= y_0 + \frac{z^2}{4y_0\operatorname{tg}^2\beta}; \\ \text{или}\quad y_n &= y_{0\text{п}} + \frac{z^2}{4y_{0\text{п}}\sin^2\beta}. \end{aligned}\right\} \tag{2.11}$$

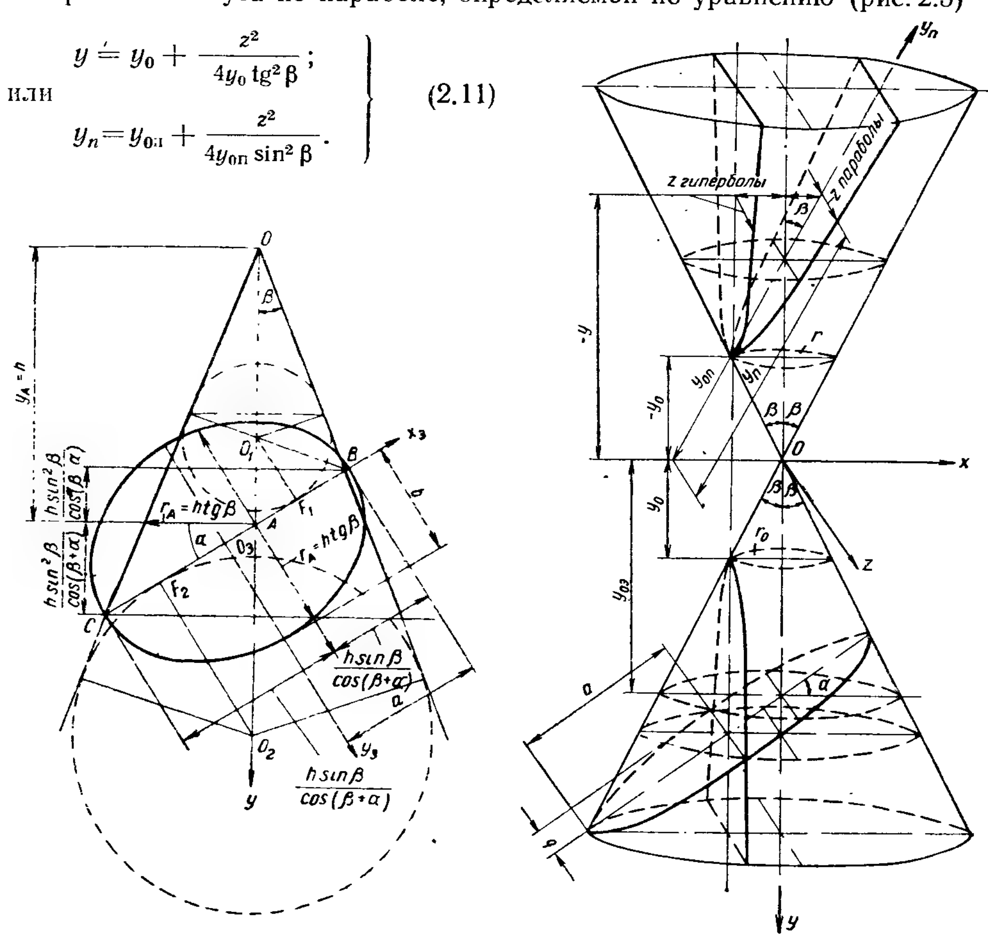


Рис. 2.4. Пересечение конуса плоскостью под углом $>\beta$

Рис. 2.5. Пересечение конуса плоскостью под углом $\leqslant\beta$

Плоскости, параллельные оси вращения, пересекают поверхность конуса по гиперболе, имеющей следующее уравнение:

$$\frac{y^2}{y_0^2} - \frac{z^2}{z_0^2} = 1 \text{ или } y = \pm y_0\sqrt{1 + \frac{z^2}{r_0^2}}.$$

Ось гиперболы принята лежащей в плоскости xOy

$$r_0 = y_0 \operatorname{tg}\beta.$$

Минимальная удельная боковая поверхность конуса будет при

$$\sin\beta = \frac{1}{\sqrt{3}} \quad (\beta = 35°20').$$

Остановимся на одном свойстве линий пересечения поверхностей, описанных вокруг одного и того же шара.

Если две поверхности вращения описаны вокруг одного шара, то линии их пересечения являются кривыми второго порядка. Если поверхность вращения имеет прямолинейные образующие, то линии пересечения являются плоскими кривыми (эллипсами).

Во многих случаях можно выбрать такие параметры оболочек, при которых используется указанное свойство. Способы построения и развертки при этом будут сведены к определению угла секущей плоскости. Развертка выполняется элементарно просто: находятся линии пересечения данной фигуры плоскостью, наклоненной к ее оси под вычисленным углом.

Вычисление длин дуг, площадей плоских фигур, поверхностей и объемов тел

Уравнения основных плоских фигур, длины их дуг, площадей и центров тяжести даны в табл. 2.1.

Если плоская фигура ограничена кривой $y=f(x)$ и ординатами $x_1=a$ и $x_2=b$ и при этом функция непрерывна и однозначна, то площадь этой фигуры равна (все выражения даны в декартовых координатах, от которых можно перейти к полярной системе координат):

$$S=\int_a^b f(x)\,dx, \tag{2.12}$$

а длина плоской кривой равна:

$$L=\int_a^b \sqrt{1+[f'(x)]^2}\,dx. \tag{2.13}$$

Центр тяжести плоской однородной фигуры определится по формулам:

$$x_{цs}=\frac{\int_a^b x ds}{S}, \quad (2.14) \qquad y_{цs}=\frac{\int_a^b y ds}{S}, \quad (2.14а)$$

а плоской однородной кривой

$$x_{цs}=\frac{\int_a^b x dz}{L}, \quad (2.15) \qquad y_{цs}=\frac{\int_a^b x dz}{L}. \quad (2.15а)$$

Поверхность тела вращения равна:

$$S=2\pi\int_a^b f(x)\sqrt{1+[f'(x)]^2}\,dx, \tag{2.16}$$

где $y=f(x)$ — уравнение образующей.

Объем тела вращения определится выражением

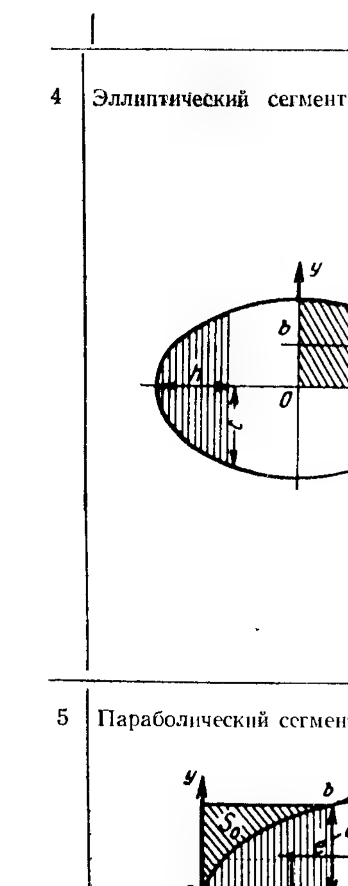
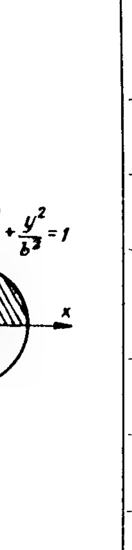
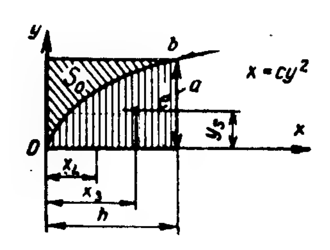
$$V=\pi\int_a^b [f(x)]^2\,dx. \tag{2.17}$$

Если тело имеет произвольную форму, его объем вычисляется по формуле

$$V=\iiint_V dx\,dy\,dz=\iint_D dx\,dy\int_{z_1}^{z_2} dz=\int_{x_1}^{x_2} F dx, \tag{2.18}$$

где $z_1=\varphi(x_1;\ y_1)$; $z_2=\varphi(x_2;\ y_2)$.

№ п.п.	Схема	Периметр		Поверхность	
		L—длина	x_L; y_L — координаты центра тяжести	S — площадь	x_S; y_S — координаты центра тяжести
1	Часть дуги круга, круговой сектор	$2\alpha R$ при $\alpha = \pi$; $2\pi R$	$x_L = R\dfrac{\sin\alpha}{\alpha}$; $y_L = 0$ (круг); $x_L = 0$; $y_L = 0$	αR^2 при $\alpha = \pi$; πR^2	$x_S = \dfrac{2}{3} R \dfrac{\sin\alpha}{\alpha}$; $y_S = 0$
2	Часть кругового кольца	$2\alpha(R + r)$ при $\alpha = \pi$; $2\pi(R + r)$	$x_L = 0$; $y_L = 0$ (кольцо)	$\alpha(R^2 - r^2) = \alpha(R + r)\delta$ при $\alpha = \pi$; $\pi(R^2 - r^2) = \pi(R + r)\delta$	$x_S = \dfrac{2}{3} \cdot \dfrac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \cdot \dfrac{\sin\alpha}{\alpha}$; $y_S = 0$
3	Круговой сегмент	—	—	$R^2 - (\alpha - \sin\alpha\cos\alpha)$	$x_S = \dfrac{2}{3} R \dfrac{\sin^3\alpha}{\alpha - \sin\alpha\cos\alpha}$; $y_S = 0$

4	Эллиптический сегмент  	Для полного эллипса ξa (см. таблицу ниже)	$x_L = 0;\quad y_L = 0$	$ab \arccos \frac{a-h}{a} - \frac{1}{2} c (a-h)$	$y_S = 0$
				Для квадранта (четверть эллипса)	
					$x_{S_1} = \frac{4a}{3\pi};\quad y_{S_1} = \frac{4b}{3\pi}$
				Для полного эллипса	
				πab	$x_S = 0;\quad y_S = 0$
5	Параболический сегмент 	Дуга параболы $\sim a\left[1+\frac{8}{3}\left(\frac{h}{a}\right)^2-\frac{32}{5}\left(\frac{h}{a}\right)^4\right]$	$x_L = \frac{h}{3}$	Параболический сегмент $\frac{2ah}{3}$	$x_S = \frac{5}{8}h;\quad y_S = \frac{2a}{5}$
				Параболический треугольник (OAB) $\frac{ah}{3}$	$x_{S_1} = \frac{h}{4};\quad y_{S_1} = \frac{7}{10}a$

b/a	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
ξ	4,064	4,202	4,386	4,6026	4,8442

b/a	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ	5,1054	5,3824	5,6723	5,9732	6,2832

Продолжение табл. 2.1

№ п.п.	Схема	Периметр: L — длина	Периметр: x_L; y_L — координаты центра тяжести	Поверхность: S — площадь	Поверхность: x_S; y_S — координаты центра тяжести
6	Гиперболический сегмент	—	—	$\frac{c(a+h)}{2} - ab \operatorname{arch} \frac{a+h}{a}$	—
7	Круговой треугольник (получается вычитанием квадранта из квадрата)	Часть дуги: $\frac{\pi R}{2}$	$x_L = y_L = \frac{R}{\pi}$	$R^2\left(1 - \frac{\pi}{4}\right)$	$x_S = y_S = \frac{10 - 3\pi}{12 - 3\pi} R = 0{,}2234R$
8	Треугольник	$a + b + d$	Центр тяжести периметра треугольника c_1 находится в центре круга, вписанного в треугольник ABD, причем $y_L = \frac{h}{2} \cdot \frac{a+b}{a+b+d}$	$\frac{ah}{2}$	Центр тяжести площади треугольника c находится в точке пересечения медиан $y_S = \frac{h}{3}$

9	Трапеция	$a+b+\frac{h}{\sin\alpha}+$ $+\sqrt{\left(a-b-\frac{h}{\operatorname{tg}\alpha}\right)^2+h^2}$	Центр тяжести периметра трапеции (также параллелограмма) находится в точке пересечения линий, соединяющих середины противоположных сторон	$\frac{(a+b)h}{2}$ при $a=b$ (параллелограмм) $ah=bh$	$y_S=h_a=\frac{h}{3}\cdot\frac{a+2b}{a+b}$; $h_b=h-h_a=\frac{h}{3}\cdot\frac{2a+b}{a+b}$
10	Произвольный четырехугольник	$a+b+c+d$	Центр тяжести периметра произвольного четырехугольника находится в точке пересечения линий, соединяющих середины противоположных сторон	—	Диагоналями AC и BD производится разбивка четырехугольника на четыре треугольника с центрами тяжести в точках $abcd$; центр тяжести всей фигуры находится на пересечении линий ac и bd
11	Правильный многоугольник	na	$x_L=y_L=0$	$\frac{arn}{2}$	$x_S=y_S=0$

При определении площади поверхности и объема тел, образованных путем вращения плоской кривой вокруг произвольной оси, в некоторых случаях удобно пользоваться следующими теоремами Гюльдена.

Первая теорема. Площадь поверхности S, образованной вращением плоской кривой около произвольной прямой, лежащей в плоскости кривой, равна произведению длины кривой вращаемой дуги на длину окружности $\varphi r_{цL}$, которую описывает при этом центр тяжести $r_{цL}$, определенный в предположении однородного распределения масс:

$$S = L\varphi r_{цL}. \qquad (2.19)$$

Вторая теорема. Объем тела, образованного вращением плоской фигуры около оси, лежащей в плоскости этой фигуры, равен произведению площади вращаемой фигуры S на длину окружности $\varphi_{ц}S$, которую описывает при этом центр тяжести $r_{ц}S$, определенный в предположении однородного распределения масс:

$$V = S\varphi r_{цs}. \qquad (2.20)$$

В случае постоянной плотности тела, преимущественно при заполнении листовых конструкций жидкостью или сыпучими материалами, координаты центра тяжести тела могут быть определены из выражений:

$$x_{ц.т} = \frac{\iiint\limits_V x dV}{V}; \quad y_{ц.т} = \frac{\iiint\limits_V y dV}{V}; \quad z_{ц.т} = \frac{\iiint\limits_V z dV}{V}. \qquad (2.21)$$

В качестве примера приведем определение основных геометрических параметров для эллипса.

Уравнение эллипса:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1; \quad y = f(x) = \pm \frac{b}{a}\sqrt{a^2 - x^2}.$$

Пользуясь формулой (2.12), получим площадь эллипса

$$S = 2\frac{b}{a}\int\limits_{-a}^{+a}\sqrt{a^2 - x^2}\,dx = \frac{2b}{a}\cdot\frac{1}{2}\left| x\sqrt{a^2 - x^2} + a^2\arcsin\frac{x}{a}\right|_{-a}^{+a} = \pi ab.$$

Поверхность эллипсоида вращения определяется по формуле (2.16):

$$y' = [f(x)]' = -\frac{bx}{a\sqrt{a^2 - x^2}};$$

$$S = 2\pi\int\limits_{-a}^{+a}\frac{b}{a}\sqrt{a^2 - x^2}\sqrt{1 + \frac{b^2x^2}{a^2(a^2 - x^2)}}\,dx =$$

$$= \frac{2\pi b\sqrt{a^2 - b^2}}{a^2}\int\limits_{-a}^{+a}\sqrt{\frac{a^4}{a^2 - b^2} - x^2}\,dx = \frac{2\pi b\sqrt{a^2 - b^2}}{a^2}\left| \frac{x}{2}\sqrt{\frac{a^4}{a^2 - b^2} - x^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{a^4}{2(a^2 - b^2)}\arcsin\frac{x\sqrt{a^2 - b^2}}{a^2}\right|_{-a}^{+a} = 2\pi ab\left[\frac{b}{a} + \frac{a}{\sqrt{a^2 - b^2}}\arcsin\frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}\right].$$

При $a = b$ имеем $S = 4\pi a^2$ — поверхность шара. Следует иметь в виду, что при $a = b$ величина

$$\frac{a\arcsin\dfrac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a^2}}{\sqrt{a^2 - b^2}} = 1.$$

Объем эллипсоида вращения определится по формуле (2.17):

$$V=\pi\int_{-a}^{+a}\left(b^2-\frac{b^2}{a^2}x^2\right)dx=\pi b^2\left|_{-a}^{+a}x-\frac{x^3}{3a^2}\right|=\frac{4}{3}\pi ab^2;$$

при $a=b$ имеем

$$V=\frac{4}{3}\pi a^3 \text{ (объем шара).}$$

Несколько сложнее определение объемов и поверхностей для тел другой формы. Для примера определим объем трехосного эллипсоида. Уравнение поверхности эллипсоида

$$\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}+\frac{z^2}{c^2}=1.$$

Площадь поперечного сечения, полученного путем пересечения эллипсоида плоскостью, параллельной плоскости yOz (плоскость осей b и c), может быть определена как

$$F=\int_{-z_x}^{+z_x}2\,ydz=\frac{2b}{ac}\int_{-z_x}^{+z_x}\sqrt{a^2c^2-x^2c^2-z^2a^2}\,dz.$$

В этом выражении значение x постоянно.

Предельные значения z, т. е. z_x, определяются для условия $y=0$. При этом

$$z_x=\frac{c}{a}\sqrt{a^2-x^2}.$$

Проведя интегрирование и подстановку значения z_x, получим

$$F=\frac{\pi bc}{a^2}(a^2-x^2).$$

Пользуясь формулой (2.18), получим

$$V=\int_{-a}^{+a}Fdx=\int_{-a}^{+a}\frac{\pi bc}{a^2}(a^2-x^2)\,dx=\frac{4}{3}\pi abc;$$

при $a=b=c$ имеем

$$V=\frac{4}{3}\pi a^3 \text{ (объем шара).}$$

Примером применения первой и второй теорем Гюльдена может служить определение поверхности объема тора (баранки).

Если обозначить через R расстояние от оси вращения до центра тяжести окружности, а через r — радиус окружности, образующей тор, то по формулам (2.19) и (2.20) получим следующие значения поверхности и объема замкнутого тора ($\varphi=2\pi$):

$$S=2\pi r\cdot 2\pi R=4\pi^2 rR;\quad V=\pi r^2\cdot 2\pi R=2\pi^2 r^2 R.$$

§ 3. РАЗВЕРТКИ РАЗЛИЧНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ПЕРЕСЕЧЕНИЙ

Нахождение пересечений и развертки поверхностей различных геометрических тел может выполняться как графическим способом с помощью приемов нечертательной геометрии, так и аналитически. Для обеспечения большей точности разверток, необходимой в металлических оболочках, рекомендуется применение аналитических способов, позволяющих использовать табличные данные и облегчающих построение разверток.

Шар

Шар не развертывается на плоскость.

Следует отметить два наиболее часто встречающихся способа раскроя шара. Первый, указанный на рис. 2.6, *а*, заключается в меридионально-параллельном сечении сферы на отдельные листы; при этом все вертикальные линии членения являются большими кругами шара, а все горизонтальные круги суть конические сечения с вертикальной осью и вершиной, лежащей в центре сферы. При этом способе раскроя увеличивается количество стыков, но упрощается монтаж сферических сосудов по сравнению со следующим способом.

Второй способ, указанный на рис. 2.6, *б*, состоит в том, что в основу рассечений принимаются большие круги, находящиеся в плоскостях, которые проходят через ребра куба, вписанного в сферу (линии рассечения отдельных листов также находятся на больших кругах).

В этом случае в основе раскроя лежат шесть одинаковых квадрантов, каждый из которых в свою очередь может быть изготовлен из нескольких одинаковых марок-листов. В качестве примера указан квадрант, состоящий из 12 листов. При этом способе раскроя марок-листов, имеющих различные размеры, будет три.

На рис. 2.7 показан приближенный способ раскроя заготовки для сферы, заключающийся в том, что часть сферы заменяют сопряженными усеченными конусами.

Количество сопряженных конусов устанавливается в зависимости от необходимой точности раскроя. Поскольку сделанные таким образом развертки отдельных усеченных конусов не сопрягаются между собой,

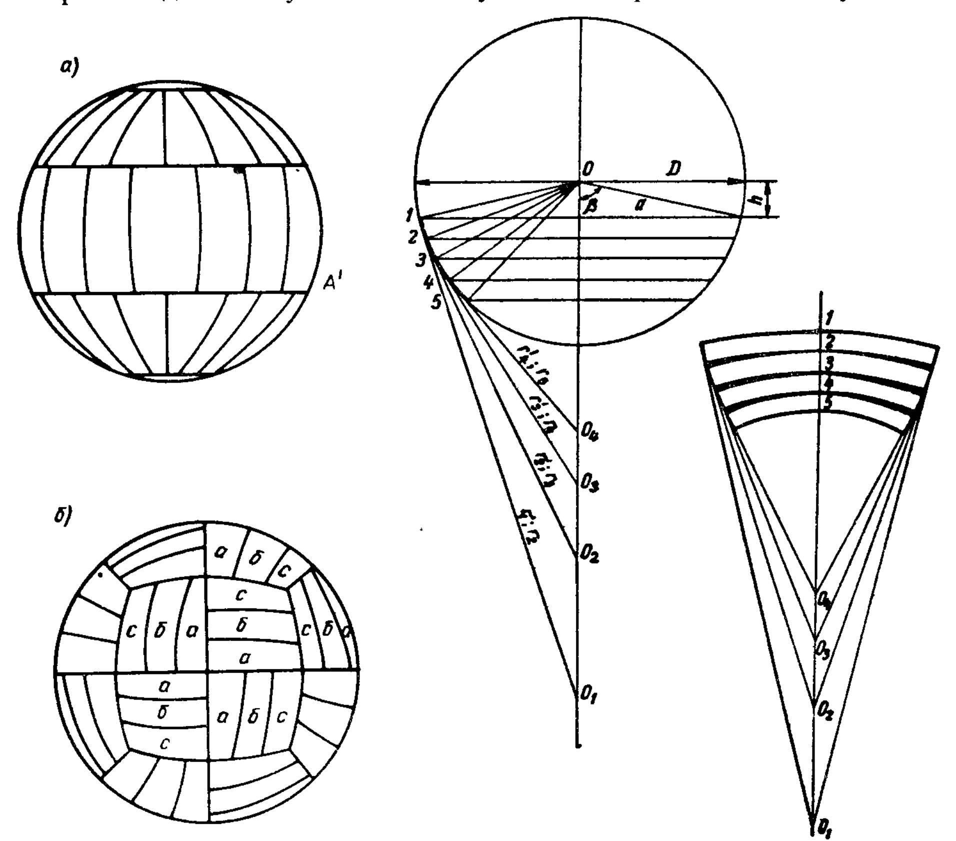


Рис. 2.6. Два способа раскроя поверхности шара

Рис. 2.7. Приближенная развертка поверхности шара

длина меридиональной части раскроя оболочки будет больше истинной. Поэтому размеры предварительной заготовки оказываются несколько большими, и после штамповки излишние концы обрезаются по специальному шаблону.

Излишняя площадь, образующаяся вследствие того что сфера не развертывается на плоскость, зачернена на рис. 2.7.

Все пересечения плоскостей со сферой являются окружностями, диаметр которых равен:

$$d = D\cos\beta = \sqrt{D^2 - 4h^2}, \qquad (2.22)$$

где h — расстояние до секущей плоскости от центра сферы;
D — диаметр шара.

Цилиндр

На рис. 2.8 показана развертка части цилиндра, полученной после его сечения двумя плоскостями: первой — перпендикулярной оси цилиндра, второй — наклоненной к ней под углом α; секущие плоскости

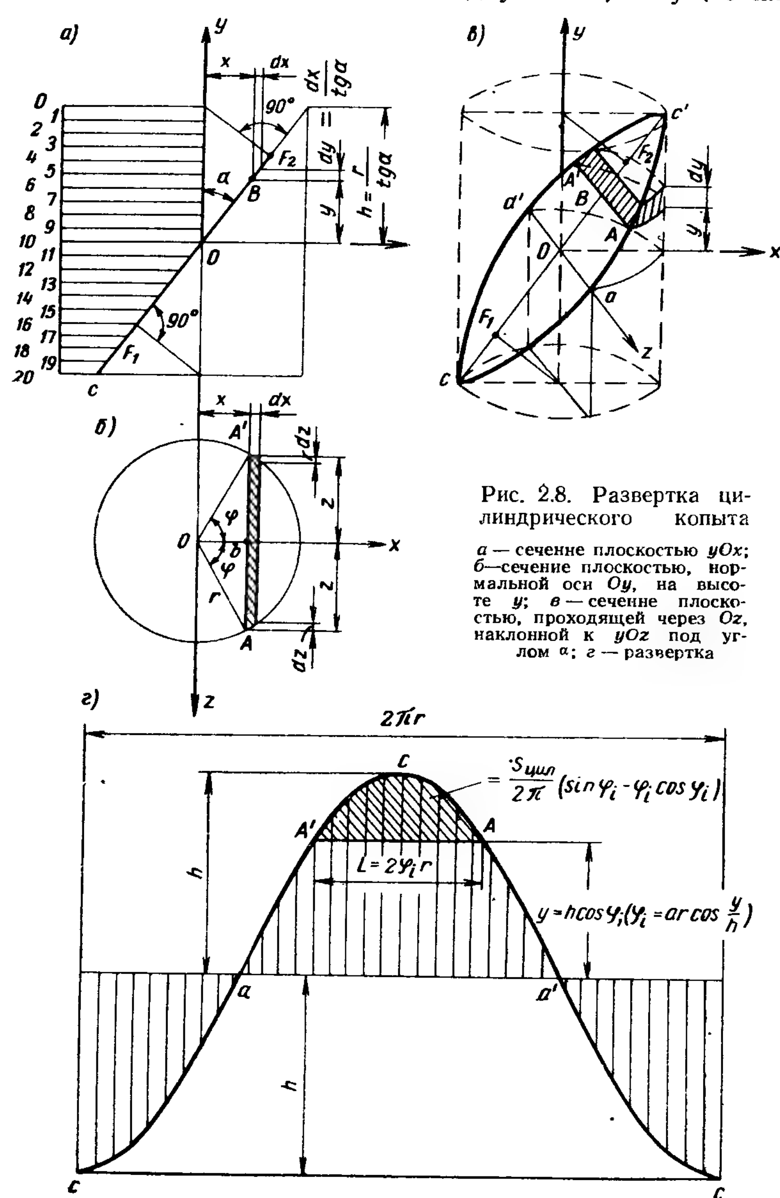


Рис. 2.8. Развертка цилиндрического копыта

а — сечение плоскостью yOx; *б*—сечение плоскостью, нормальной оси Oy, на высоте y; *в* — сечение плоскостью, проходящей через Oz, наклонной к yOz под углом α; *г* — развертка

пересекаются на образующей цилиндра. Такое геометрическое тело носит название цилиндрического копыта. Для принятых на рис. 2.8 обозначений выражение объема части копыта, находящейся выше горизонтальной плоскости с координатами $y = \frac{x}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{r\cos\varphi}{\operatorname{tg}\alpha}$, напишется в следующем виде:

боковая поверхность

$$S_\varphi = \frac{S_{цил}}{2\pi}(\sin\varphi - \varphi\cos\varphi) = k_{10} S_{цил}, \quad (2.23)$$

где

$$S_{цил} = 2\pi r\,(2h); \quad k_{10} = \frac{\sin\varphi - \varphi\cos\varphi}{2\pi}$$

и объем

$$V_\varphi = \frac{V_{цил}}{2\pi}\left(\sin\varphi - \varphi\cos\varphi - \frac{\sin^3\varphi}{3}\right) = k_{20} V_{цил}, \quad (2.24)$$

$$\text{где } V_{цил} = \pi r^2 (2h); \quad k_{20} = \frac{\sin\varphi - \varphi\cos\varphi - \frac{\sin^3\varphi}{3}}{2\pi}.$$

Для построения развертки цилиндра, усеченного наклонной плоскостью, следует пользоваться формулой

$$y = \frac{r\cdot\cos\varphi}{\operatorname{tg}\alpha} = h\cos\varphi. \quad (2.25)$$

Значения k_{10} и k_{20} для различных отношений $y/h = \cos\varphi$ приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

$\frac{y}{h} = \cos\beta$	φ		k_{10}	k_{20}
	в *град*	в *рад*		
1,0	0	0	0	0
0,9	25° 50′ 31″	0,451027	0,004769	0,000376
0,8	36° 52′ 12″	0,643501	0,013560	0,002101
0,7	45° 34′ 23″	0,795399	0,025045	0,005670
0,6	53° 7′ 48″	0,927295	0,038774	0,011611
0,5	60°	1,047198	0,054499	0,020041
0,4	66° 25′ 19″	1,159280	0,072066	0,031223
0,3	72° 32′ 33″	1,266104	0,091372	0,045319
0,2	78° 27′ 47″	1,369438	0,112349	0,062449
0,1	84° 15′ 39″	1,470629	0,134950	0,082692
0	90°	1,570796	0,159155	0,106103
—0,1	95° 44′ 21″	1,670963	0,184951	0,132693
—0,2	101° 32′ 13″	1,772154	0,212349	0,162449
—0,3	107° 27′ 27″	1,875488	0,241372	0,195319
—0,4	113° 34′ 41″	1,982312	0,272066	0,231223
—0,5	120°	2,094394	0,304499	0,270041
—0,6	126° 52′ 12″	2,214297	0,338774	0,311611
—0,7	134° 25′ 37″	2,346193	0,375045	0,355670
—0,8	143° 07′ 48″	2,498091	0,413560	0,402101
—0,9	154° 09′ 29″	2,690565	0,457952	0,453559
—1,0	180°	3,14152	0,5	0,5

В случае пересечения осей цилиндров равных диаметров кривая пересечения оболочек лежит в одной плоскости, что позволяет, пользуясь приведенными выше формулами, построить развертки и вычислить боковые поверхности и объемы тел, полученных в результате таких пересечений.

Конус

На рис. 2.9 показана развертка частей конуса, полученных отсечением:

а) плоскостью, перпендикулярной оси конуса;

б) плоскостью, наклоненной к оси конуса ($90° - \alpha < \beta$);

в) плоскостью, параллельной одной из образующих ($90° - \alpha = \beta$);

г) плоскостью, параллельной оси конуса ($90° - \alpha = 0$).

Во всех случаях следует выражать длину образующей конуса l_i через центральный угол φ, отсчитываемый от оси симметрии (в данном случае от оси Ox).

Для случая пересечения конуса с плоскостью, перпендикулярной его оси, длина образующей постоянна и равна:

$$l_i = l_0 = \frac{y_0}{\cos\beta} = \frac{z_0}{\operatorname{tg}\beta}. \tag{2.26}$$

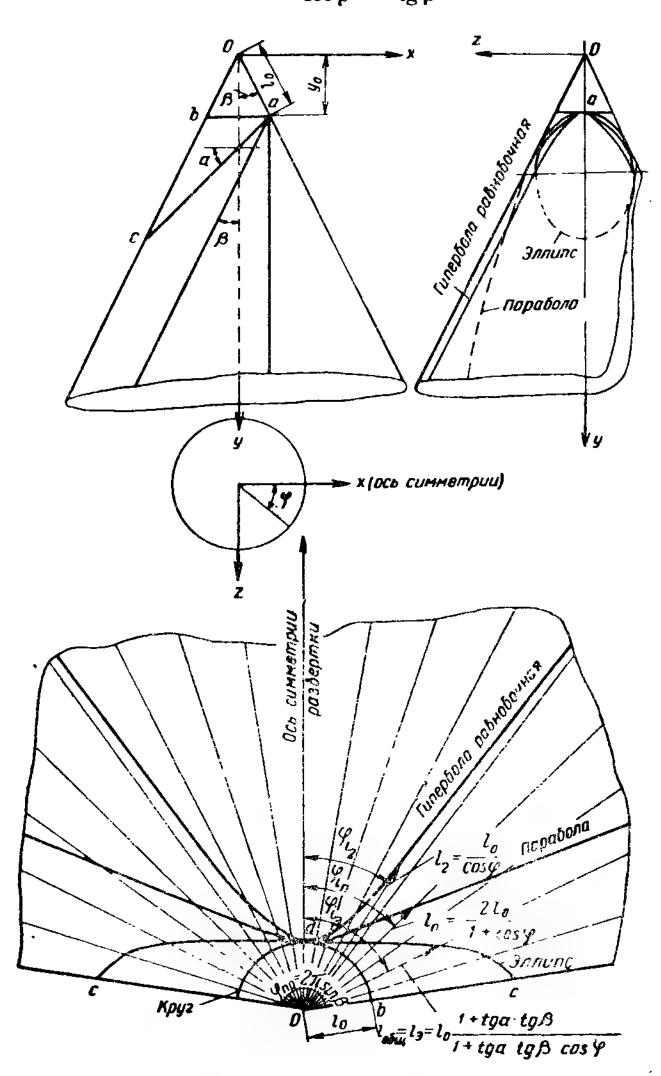


Рис. 2.9. Развертка конических сечений

Конус развертывается в плоскости в виде кругового сектора с центральным углом развертки:

$$\varphi_p = 2\pi \sin\beta. \tag{2.27}$$

Связь между произвольным углом φ — в поперечном разрезе конуса — и углом развертки φ_p выражается в виде аналогичной формулы

$$\varphi_p = \varphi \sin\beta. \tag{2.27a}$$

При пересечении конуса плоскостью, наклоненной к оси Oy под произвольным углом $90° - \alpha > \beta$ и перпендикулярной плоскости xOy, зависимость между координатами находится путем совместного решения уравнения плоскости

$$\frac{x_0 - x}{y_0 - y} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} \tag{2.28}$$

и уравнения конуса

$$x^2 + z^2 = y^2 \operatorname{tg}^2\beta, \tag{2.29}$$

выполняемого после подстановки вместо z значения

$$z = r \sin\varphi = y \operatorname{tg}\beta \sin\varphi. \tag{2.30}$$

Решив уравнения (2.28) и (2.29) совместно относительно y, получим общее выражение для разверток части конуса, отсеченного плоскостью

$$y = y_0 \frac{1 + \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta}{1 + \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta \cos\varphi}, \tag{2.31}$$

или

$$l = l_0 \frac{1 + \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta}{1 + \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta \cos\varphi}; \tag{2.31a}$$

при $\varphi = 0$

$$y = y_0;$$

при $\varphi = \frac{\pi}{2}$

$$y = y_0 (1 + \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta);$$

при $\varphi = \pi$

$$y = y_0 \frac{1 + \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta}{1 - \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta}.$$

Давая произвольные значения углу φ, легко определить величины y и образующей l.

При пересечении конуса плоскостью, параллельной одной образующей ($90° - \alpha = \beta$) и перпендикулярной плоскости xOy (случай пересечения конуса по параболе), зависимость между координатами находится путем подстановки в формулы (2.31) и (2.31а) значения $\alpha = 90° - \beta$. После преобразований получаем:

$$y = \frac{2y_0}{1 + \cos\varphi}; \tag{2.32}$$ $$l = \frac{2l_0}{1 + \cos\varphi}; \tag{2.32a}$$

при $\varphi = 0$

$$y = y_0;$$

при $\varphi = \frac{\pi}{2}$

$$y = 2y_0;$$

при $\varphi = \pi$

$$y = \infty.$$

При пересечении конуса плоскостью, параллельной его оси ($90° - \alpha = 0$), зависимость между координатами получается путем подста-

новки из формул (2.31) и (2.31а) значения $\alpha = 90°$ и раскрытия неопределенности:

$$y = \frac{y_0}{\cos \varphi}; \qquad (2.33) \qquad\qquad l = \frac{l_0}{\cos \varphi}. \qquad (2.33а)$$

Пересечение двух круговых конусов

Формулы, приведенные ниже для определения пересечения двух различных круговых конусов, оси которых не лежат в одной плоскости, являются общими не только для частных случаев пересечения конусов, но и могут быть преобразованы для случая пересечения конуса с цилиндром и цилиндра с цилиндром.

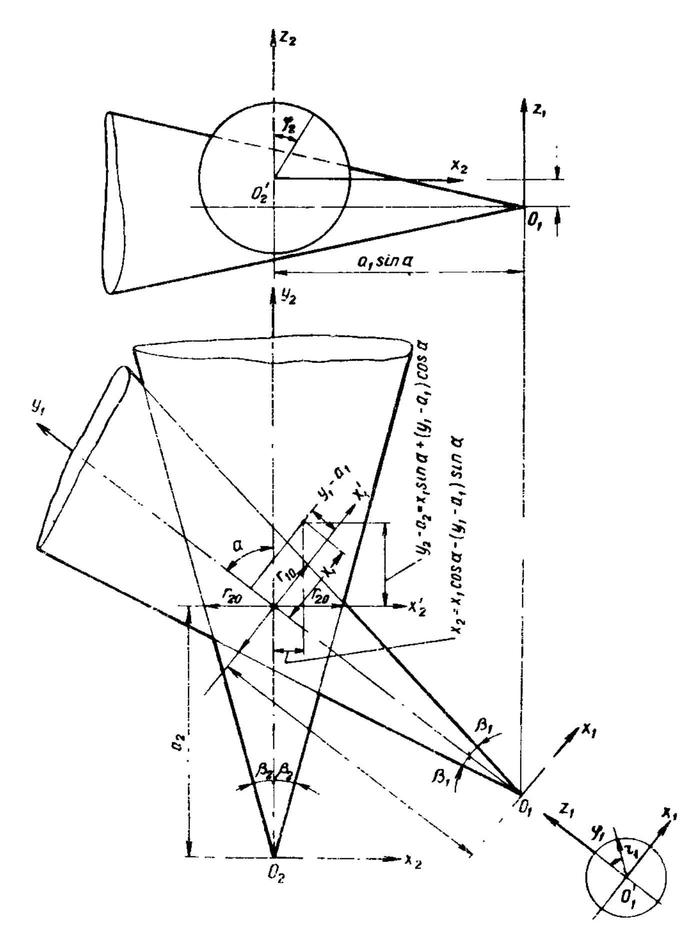


Рис. 2.10. Пересечение двух конусов

Как уже было сказано, для удобства развертки длина образующей l в местах пересечения должна быть выражена через центральный угол φ.

При пересечении конусов каждому данному углу φ будут соответствовать два значения образующей: l_{i_1} и l_{i_2}. В случае примыкания одного конуса к другому берется одно значение l_i, выбираемое в соответствии с заданными параметрами.

На рис. 2.10 приведены обозначения и схема пересечения двух конусов. За центры координат приняты вершины конусов, причем оси конусов являются осями соответственно y_1 и y_2.

Заданы следующие величины: углы конусов β_1 и β_2, эксцентриситет e (расстояние между осями O_1y_1 и O_2y_2), расстояния a_1 и a_2 от пе-

ресечения проекций осей O_1y_1 и O_2y_2 на плоскость xOy (точка O) до вершин конусов и угол α между этими же проекциями осей.

Для дальнейших преобразований используются следующие вспомогательные формулы:

$$x_1 = l_1 \sin\varphi_1 \sin\beta_1;\ x_2 = l_2 \sin\varphi_2 \sin\beta_2; \quad (2.34)$$

$$y_1 = l_1 \cos\beta_1;\ y_2 = l_2 \cos\beta_2; \quad (2.35)$$

$$z_2 = l_1 \cos\varphi_1 \sin\beta_1;\ z_2 = l_2 \cos\varphi_2 \sin\beta_2; \quad (2.36)$$

$$x_2 = x_1 \cos\alpha - (y_1 - a_1)\sin\alpha = x_1\cos\alpha - y_1 \sin\alpha + a_1 \sin\alpha; \quad (2.37)$$

$$y_2 = x_1 \sin\alpha + (y_1 - a_1)\cos\alpha + a_2 = x_1 \sin\alpha + y\cos\alpha - a_1\cos\alpha + a_2. \quad (2.38)$$

Подставив соответствующие значения x_1 и y_1 из формул (2.34) и (2.35) в (2.37) и (2.38), получим значения x_2 и y_2 в функции от координат первой системы:

$$x_2 = l_1(\sin\varphi_1 \sin\beta_1 \cos\alpha - \cos\beta_1 \sin\alpha) + a_1 \sin\alpha; \quad (2.39)$$

$$y_2 = l_1(\sin\varphi_1 \sin\beta_1 \sin\alpha + \cos\beta_1 \cos\alpha) - a_1\cos\alpha + a_2. \quad (2.40)$$

Уравнения поверхностей конусов *1* и *2* напишутся в следующем виде:

$$x_1^2 + z_1^2 = r_1^2 = y_1^2 \operatorname{tg}^2\beta_1; \quad (2.41)$$

$$x_2^2 + z_2^2 = r_2^2 = y_2^2 \operatorname{tg}^2\beta_2. \quad (2.42)$$

Подставив в формулу (2.42) значения x_2 и y_2 из формул (2.37) и (2.38) и значение

$$z_2 = z_1 - e \quad (2.43)$$

и решив после указанных подстановок систему уравнений (2.41) и (2.42), получим:

$$[x_1\cos\alpha - (y_1 - a)\sin\alpha]^2 + (z_1 - e)^2 - [x_1 \sin\alpha + (y_1 - a_1)\cos\alpha + a_2]^2 \operatorname{tg}^2\beta_2. \quad (2.44)$$

После замены в формуле (2.44) значений x_1 и y_1 значениями l_1 и φ из формул (2.34), (2.35) и проведения преобразований получим выражение следующего вида:

$$l_1^2 \frac{\cos^2\beta_2 - (\sin\varphi_1 \sin\alpha \sin\beta_1 + \cos\alpha\cos\beta_1)^2}{\cos^2\beta_2} +$$

$$+ 2l_1 \left\{\sin\varphi_1 \sin\alpha \sin\beta_1 \left(\frac{a_1\cos\alpha}{\cos^2\beta_2} - a_2 \operatorname{tg}^2\beta_2\right) -\right.$$

$$\left. - \cos\varphi_1 e \sin\beta_1 - a_1\cos\beta_1\left(1 - \frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\beta_2}\right) - a_2\cos\alpha\cos\beta_1 \operatorname{tg}^2\beta_2\right\} +$$

$$+ \left\{a_1^2 \sin^2\alpha + e^2 - (a_1\cos\alpha - a_2)^2 \operatorname{tg}^2\beta_2\right\} = 0. \quad (2.45)$$

Обозначив в формуле (2.45) коэффициенты при l_1^2 через A и при l_1 через B, а также свободный член через C, получим:

$$l_1 = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (2.46)$$

Давая произвольные значения φ_1, вычисляют значение коэффициентов A, B (в свободный член C значение угла φ_1 не входит) и находят длину образующей. Как видно из формулы (2.46), каждому значению φ_1 соответствуют два значения длины образующей.

Вещественное значение l_1 будет в случае удовлетворения следующего неравенства:

$$B^2 \geqslant 4AC. \quad (2.47)$$

В табл. 2.3 приведены значения коэффициентов A, B и C для наиболее часто встречающихся случаев пересечений двух конусов и конуса с цилиндром.

Для случая пересечения двух цилиндров в табл. 2.3 дано значение l_i в явном виде, причем центры координатных осей приняты в точке пересечения проекций осей.

После определения значения l_i по формулам (2.39), (2.40) и (2.35) вычисляют значения x_2, y_2 и l_2, а затем по формуле (2.42) — значение z_2. Угол φ_2, отвечающий углу φ_1, определяется по формуле

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{x_2}{z_2}. \tag{2.48}$$

Пересечение кругового конуса и цилиндра

Аналогично пересечению двух конусов при определении места пересечения конуса с цилиндром решаются уравнение конуса (2.41) и уравнение цилиндра

$$x_2^2 + z_2^2 = r_{20}^2. \tag{2.49}$$

Для упрощения вычислений начало координатных осей для цилиндра принимается проходящим через точку пересечения проекций осей конуса и цилиндра.

В качестве вспомогательных используются формулы (2.39) и (2.40).

Подставив значения x_1, y_1, z_1 из формул (2.34), (2.35), (2.36) и x_2 и y_2 из формул (2.39) и (2.40) и решив систему уравнений (2.41), (2.49) относительно l_1, получим следующее выражение:

$$l_1^2 [1 - (\sin\varphi_1 \sin\alpha \sin\beta_1 + \cos\alpha \cos\beta_1)]^2 +$$
$$+ 2l_1 [\sin\varphi_1 a_1 \sin\alpha \cos\alpha \sin\beta_1 - \cos\varphi_1 e \sin\beta_1 - a_1 \sin^2\alpha \cos\beta_1)] +$$
$$+ [a_1^2 \sin^2\alpha + e^2 - r_{20}^2] = 0. \tag{2.50}$$

Коэффициенты перед l_1^2, l_1, а также свободный член в уравнении (2.50) обозначаются соответственно через A, B, C; значение l_1 определяется по формуле (2.46).

Пересечение двух круговых цилиндров

Место пересечения двух цилиндров определяется путем совместного решения следующих уравнений, составленных с целью упрощения их вида относительно координатных систем, начинающихся в точке пересечения проекций осей цилиндров:

уравнение первого цилиндра

$$x_1^2 + z_1^2 = r_{10}^2; \tag{2.51}$$

уравнение второго цилиндра (2.49);

вспомогательные формулы:

$$x_2 = r_{10} \sin\varphi_1 \cos\alpha - y_1 \sin\alpha;$$

$$y_2 = x_1 \sin\alpha + y_1 \cos\alpha; \ z_2 = r_{10} \cos\varphi_1 - e.$$

После решения указанных уравнений получаем значение $y_1 = l_1$ в явном виде относительно постоянных параметров и угла φ_1:

$$y_1 = l_1 = \frac{r_{10} \sin\varphi_1 \cos\alpha \pm \sqrt{r_{20}^2 - (r_{10}\cos\varphi_1 - e)^2}}{\sin\alpha}, \tag{2.52}$$

а также значения x_2, y_2 и φ_2:

$$x_2 = \pm \sqrt{r_{20}^2 - (r_{10}\cos\varphi_1 - e)^2}; \tag{2.53}$$

$$y_2 = r_{10} \frac{\sin\varphi_1}{\sin\alpha} \pm \frac{\sqrt{r_{20}^2 - (r_{10}\cos\varphi_1 - e)^2}}{\operatorname{tg}\alpha}; \tag{2.54}$$

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{x_2}{z_2} = \operatorname{arctg}\left[\pm \sqrt{\frac{r_{20}^2}{(r_{10}\cos\varphi_1 - e)^2} - 1}\right]. \tag{2.55}$$

Таблица 2.3

Фигуры пересечения	№ п.п.	Случай	Значение коэффициента A	B	C
Два конуса	1	Общий	$\frac{\cos^2\beta_2-(\sin\varphi_1\sin\alpha\sin\beta_1+\cos\alpha\cos\beta_1)^2}{\cos^2\beta_2}$	$2\Big[\sin\varphi_1\sin\alpha\sin\beta_1\left(\frac{a_1\cos\alpha}{\cos^2\beta_2}-a_2\,\mathrm{tg}^2\beta_2\right)-$ $-\cos\varphi_1\,e\sin\beta_1-a_1\cos\beta_1\left(1-\frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\beta_2}\right)-$ $-a_2\cos\alpha\cos\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2\Big]$	$a_1^2\sin^2\alpha+e^2-(a_1\cos\alpha-a_2)^2\,\mathrm{tg}^2\beta_2$
	2	Общий, $e=0$	То же	$2\Big[\sin\varphi_1\sin\alpha\sin\beta_1\left(\frac{a_1\cos\alpha}{\cos^2\beta_2}-a_2\,\mathrm{tg}^2\beta_2\right)-$ $-a_1\cos\beta_1\left(1-\frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\beta_2}\right)-a_2\cos\alpha\cos\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2\Big]$	$a_1^2\sin^2\alpha-(a_1\cos\alpha-a_2)^2\,\mathrm{tg}^2\beta_2$
	3	Общий, $\alpha=0$	$\frac{\cos^2\beta_2-\cos^2\beta_1}{\cos^2\beta_2}=1-\frac{\cos^2\beta_1}{\cos^2\beta_2}$	$2(-\cos\varphi_1\,e\sin\beta_1+a_1\cos\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2-$ $-a_2\cos\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2)$	$e^2-(a_1-a_2)^2\,\mathrm{tg}^2\beta_2$
	4	Общий, $\alpha=\frac{\pi}{2}$	$\frac{\cos^2\beta_2-\sin^2\varphi_1\sin^2\beta_1}{\cos^2\beta_2}$	$-2(\sin\varphi_1\,a_2\sin\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2+$ $+\cos\varphi_1\,e\sin\beta_1+a_1\cos\beta_1)$	$a_1^2+e^2-a_2^2\,\mathrm{tg}^2\beta_2$
	5	$e=0,\ \alpha=0$	$\frac{\cos^2\beta_2-\cos^2\beta_1}{\cos^2\beta_2}=1-\frac{\cos^2\beta_1}{\cos^2\beta_2}$	$2(a_1\cos\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2-a_2\cos\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2)=$ $=2\cos\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2(a_1-a_2)$	$-(a_1-a_2)^2\,\mathrm{tg}^2\beta_2$
	6	$e=0,\ \alpha=\frac{\pi}{2}$	$\frac{\cos^2\beta_2-\sin^2\varphi_1\sin^2\beta_1}{\cos^2\beta_2}$	$-2(\sin\varphi_1 a_2\sin\beta_1\,\mathrm{tg}^2\beta_2+a_1\cos\beta_1)$	$a_1-a_2^2\,\mathrm{tg}^2\beta_2$
	7	$e=0$, касательная общая	—	—	—
	8	$e=0,\ \alpha=\frac{\pi}{2}$, касательная общая	—	—	—
Конус и цилиндр	9	Общий	$1-(\sin\varphi_1\sin\alpha\sin\beta_1+$ $+\cos\alpha\sin\beta_1)^2$	$2(\sin\varphi_1 a_1\sin\alpha\cos\alpha\sin\beta_1-\cos\varphi_1 e\sin\beta_1-$ $-a_1\sin^2\alpha\cos\beta_1)$	$a_1^2\sin^2\alpha+e^2-r_{20}^2$
	10	Общий, $e=0$	То же	$2(\sin\varphi_1 a_1\sin\alpha\cos\alpha\sin\beta_1-a_1\sin^2\alpha\cos\beta_1)=$ $=2a_1\sin\alpha(\sin\varphi_1\cos\alpha\sin\beta_1-\sin\alpha\cos\beta_1)$	$a_1\sin^2\alpha-r_{20}^2$

Конус и цилиндр	11	Общий, $\alpha = 0$	$\sin^2\beta_1$	$2\cos\varphi_1 e\sin\beta_1$	$e^2 - r_{20}^2$
	12	Общий, $\alpha = \frac{\pi}{2}$	$1 - \sin^2\varphi_1\sin^2\beta_1$	$-2(\cos\varphi_1 e\sin\beta_1 + a_1\cos\beta_1)$	$a_1^2 + e^2 - r_{20}^2$
	13	$e = 0,\ \alpha = 0$	$\sin^2\beta_1$	0	$-r_{20}^2$
	14	$e = 0,\ \alpha = \frac{\pi}{2}$	$1 - \sin^2\varphi_1\sin^2\beta_1$	$-2a_1\cos\beta_1$	$a_1^2 - r_{20}^2$
	15	$e = 0$; касательная общая	$1 - (\sin\varphi_1\sin\alpha\sin\beta_1 + \cos\alpha\cos\beta_1)^2$	$2a_1\sin\alpha(\sin\varphi_1\cos\alpha\sin\beta_1 - \sin\alpha\cos\beta_1)$	$\frac{a_1^2\sin^4\alpha}{\sin^2\alpha + \operatorname{tg}^2\beta_1}$
	16	$e = 0,\ \alpha = \frac{\pi}{2}$, касательная общая	$1 - \sin^2\varphi_1\sin^2\beta_1$	$-2a_1\cos\beta_1$	$\frac{a_1^2}{1 + \operatorname{tg}^2\beta_1} = a_1^2\cos^2\beta_1$
Два цилиндра	17	Общий	—	$y_1 = l_1 = \frac{r_{10}\sin\varphi_1\cos\alpha \pm \sqrt{r_{20}^2 - (r_{10}\cos\varphi_1 - e)^2}}{\sin\alpha}$	—
	18	Общий, $e = 0$	—	$y_1 = l_1 = \frac{r_{10}\sin\varphi_1\cos\alpha \pm \sqrt{r_{20}^2 - r_{10}^2\cos^2\varphi_1}}{\sin\alpha}$	—
	19	Общий, $\alpha = 0$	—	$y_1 = l_1 = \infty$	—
	20	Общий, $\alpha = \frac{\pi}{2}$	—	$y_1 = l_1 = \pm\sqrt{r_{20}^2 - (r_{10}\cos\varphi_1 - e)^2}$	—
	21	$e = 0,\ \alpha = 0$	—	$y_1 = l_1 = \infty$	—
	22	$e = 0,\ \alpha = \frac{\pi}{2}$	—	$y_1 = l_1 = \pm\sqrt{r_{20}^2 - r_{10}^2\cos^2\varphi_1}$	—
	23	$e = 0$, касательная общая	—	$r_{10} = r_{20} = r;\ y_1 = l_1 = \frac{r\sin\varphi_1}{\sin\alpha}(\cos\alpha \pm 1)$	—
	24	$e = 0,\ \alpha = \frac{\pi}{2}$, касательная общая	—	$r_{10} = r_{20} = r;\ y_1 = l_1 = \pm r\sin\varphi_1$	—

Если пересекающиеся тела имеют только две точки взаимного касания (рис. 2.11), то дополнительными ограничивающими условиями при составлении выражения, необходимого для определения значения l_1 как функции угла φ_1, будут:

а) величина эксцентриситета $e=0$;

б) подкоренное выражение в формуле (2.46) для точек касания, являющихся также местом пересечения образующих двух пересекающихся тел, должно быть равно нулю, так как для этой точки имеется лишь одно значение l_1:

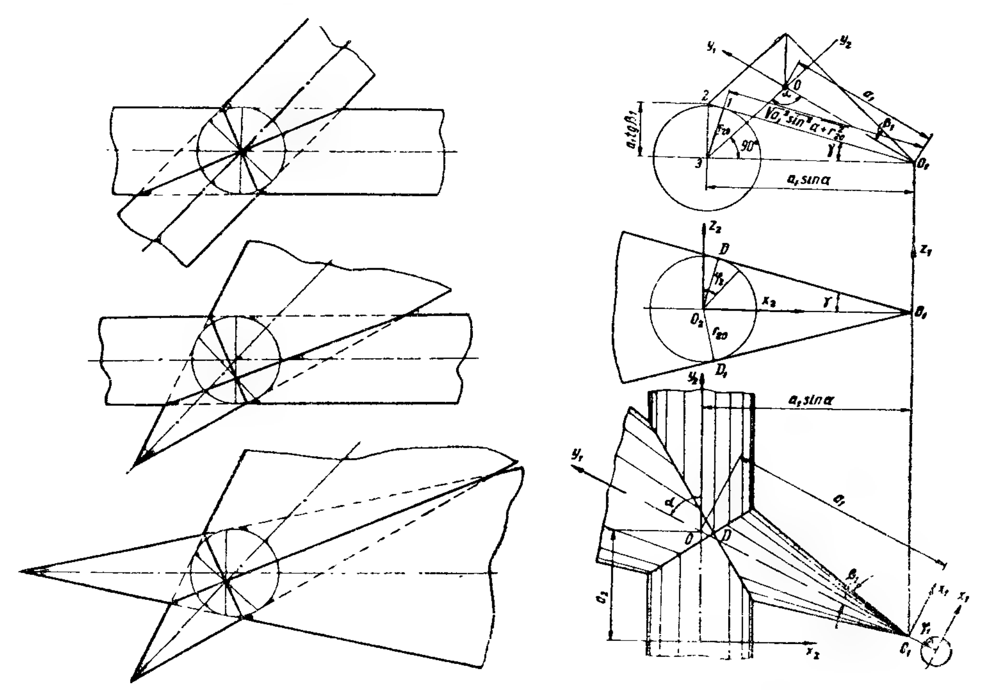


Рис. 2.11. Частные случаи пересечения цилиндров и конусов

Рис. 2.12. Пересечение **конуса с цилиндром**

$$l_{1D} = -\frac{B_1}{2A_1}; \tag{2.56}$$

$$\left.\begin{aligned} B_{1D}^2 - 4A_{1D}C_{1D} = 0; \\ B_{2D}^2 - 4A_{2D}C_{2D} = 0. \end{aligned}\right\} \tag{2.57}$$

Из выражений (2.57) можно найти значения углов φ_{1D} и φ_{2D} для точки касания как функцию прочих геометрических данных. Связь между углом φ_{1D} и φ_{2D} устанавливается из формулы

$$\operatorname{tg}\varphi_2 - \frac{x_2}{z_2} = \operatorname{tg}\varphi_1 \sin\alpha - \frac{\sin\alpha\left(\cos\beta_1 - \frac{a_1}{l_{1D}}\right)}{\cos\varphi_1 \sin\beta_1}. \tag{2.58}$$

Подставив в формулу (2.58) вместо φ_1 и φ_2 значения φ_{1D} и φ_{2D} и значение l_{1D} из формулы (2.56), получим дополнительную функциональную связь между α, β_1, β_2, a_1 и a_2, соответствующую случаю касания поверхностей только в двух точках.

Эта дополнительная связь показывает, что в случае касания в двух точках значения α, β_1, β_2, a_1, a_2 не могут быть взяты произвольно, а одно из них должно быть принято в зависимости от других.

В качестве примера на рис. 2.12 показан случай касания конуса с цилиндром.

Из треугольников $O_1 3 2$ и $O_1 3 1$ следует, что

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{a_1 \operatorname{tg}\beta_1}{a_1 \sin\alpha} = \frac{r_{20}}{\sqrt{a_1^2 \sin^2\alpha - r_{20}^2}},$$

откуда получаем дополнительное ограничение для угла β_1 или для параметров r_{20}, a_1, α в зависимости от того, какие из них будут заданы как постоянные:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{r_{20}\sin\alpha}{\sqrt{a_1^2 \sin^2\alpha - r_{20}^2}}; \quad (2.59)$$

$$\left(\sin\beta_1 = \frac{r_{20}\sin\alpha}{\sqrt{a_1^2 \sin^2\alpha - r_{20}^2\cos^2\alpha}};\ \cos\beta_1 = \sqrt{\frac{a_1^2\sin^2\alpha - r_{20}^2}{a_1^2\sin^2\alpha - r_{20}^2\cos^2\alpha}}\right);$$

$$r_{20} = \frac{a_1 \sin\alpha \operatorname{tg}\beta_1}{\sqrt{\sin^2\alpha + \operatorname{tg}^2\beta_1}}; \quad (2.60)$$

$$a_1 = \frac{r_{20}\sqrt{\sin^2\alpha + \operatorname{tg}^2\beta_1}}{\sin\alpha \operatorname{tg}\beta_1}; \quad (2.61)$$

$$\sin\alpha = \frac{r_{20}\operatorname{tg}\beta_1}{\sqrt{a_1^2\operatorname{tg}^2\beta_1 - r_{20}^2}}. \quad (2.62)$$

Пересечение конуса и цилиндра с шаром

Для упрощения вида формул плоскости zOy принимаются проходящими через ось конуса и центра шара (рис. 2.13). Место пересечения конуса с шаром определяется путем совместного решения уравнения поверхности шара

$$x^2 + y^2 + z^2 = R^2 \quad (2.63)$$

и уравнения конуса (2.41) с использованием дополнительных формул (2.43) и (2.36):

$$z = z_1 - e = l_1 \cos\varphi_1 \sin\beta_1 - e,$$

а также (2.35), (2.36), (2.37):

$$(l_1 \sin\varphi_1 \sin\beta_1)^2 + (l_1\cos\beta_1 - a_1)^2 +$$

$$+ (l_1\cos\varphi_1\sin\beta_1 - e)^2 = R^2.$$

После преобразования это выражение приобретает следующий вид:

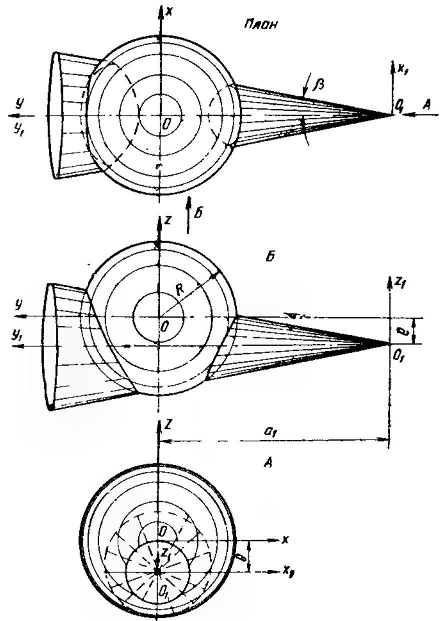


Рис. 2.13. Пересечение конуса с шаром

$$l_1 = (e\cos\varphi_1\sin\beta_1 + a_1\cos\beta_1) \pm$$

$$\pm\sqrt{(e\cos\varphi_1\sin\beta_1 + a_1\cos\beta_1)^2 - (e^2 + a_1^2 - R^2)}. \quad (2.64)$$

При определении пересечения цилиндра с шаром решается следующая система уравнений (принимается $a_1 = 0$):

уравнение цилиндра

$$x_1^2 + z_1^2 = r_{10}^2;$$

уравнение шара

$$x_1^2 + y_1^2 + (z_1 - e)^2 = R^2.$$

При пересечении сферы с цилиндром $y_1 = l_1$ и $z_1 = r_{10}\cos\varphi_1$. Решив указанную систему уравнений, получим:

$$l_1^2 + e^2 + r_{10}^2 - R^2 - 2r_{10}e\cos\varphi_1 = 0; \qquad (2.65)$$

$$l_1 = \pm\sqrt{R^2 + 2r_{10}e\cos\varphi_1 - e^2 - r_{10}^2}. \qquad (2.66)$$

Значения l_1 для различных случаев пересечения конуса и цилиндра с шаром приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Фигуры пересечения	№ п.п.	Случай	Значение $l_1 = y_1$
Конус и шар	1	Общий	$(e\cos\varphi_1\sin\beta_1 + a_1\cos\beta_1) \pm \pm\sqrt{(e\cos\varphi_1\sin\beta_1 + a_1\cos\beta_1)^2 - (e^2 + a_1^2 - R^2)}$
	2	Общий, $e=0$	$a_1\cos\beta_1 \pm \sqrt{R^2 - a_1^2\sin^2\beta_1}$
	3	**$e=0$, касательная общая**	$a_1\cos\beta_1$; $(R = a_1\sin\beta_1)$
Цилиндр и шар	4	Общий	$\pm\sqrt{R^2 + 2r_{10}e\cos\varphi_1 - e^2 - r_{10}^2}$
	5	Общий, $e=0$	$\pm\sqrt{R^2 - r_{10}^2}$
	6	$e=0$, касательная общая	0

Формулы, приведенные в этом параграфе, являются основой при составлении программ для электронно-вычислительных машин.

§ 4. ГРАФИЧЕСКОЕ ПОСТРОЕНИЕ РАЗВЕРТОК

При графическом построении линий пересечения двух поверхностей пользуются вспомогательными плоскостями или поверхностями, характер пересечения которых с данными поверхностями известен. Обычно в качестве вспомогательных поверхностей применяется плоскость.

При пересечении двух цилиндров вспомогательные плоскости удобно располагать в плоскостях, параллельных «плоскости параллелизма», т. е. в таких плоскостях, которые пересекли бы оба цилиндра по образующим.

На рис. 2.14 M_1N_1 и M_2N_2 — образующие двух цилиндров; $AB \parallel M_1N_1$ и $AC \parallel M_2N_2$; плоскость Q является плоскостью параллелизма.

При пересечении цилиндрической и конической поверхностей вспомогательную плоскость следует проводить через прямую, проходящую через вершину конуса параллельно образующей цилиндра (прямая SM_0 на рис. 2.15). В этом случае и цилиндр, и конус будут пересекаться по образующим.

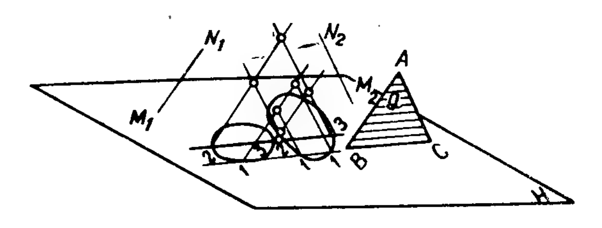


Рис. 2.14. Плоскость параллелизма

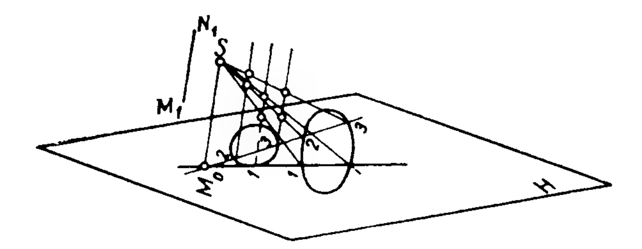


Рис. 2.15. Выбор плоскостей при пересечении конуса с цилиндром

При пересечении двух конических поверхностей вспомогательные плоскости следует проводить через прямую, соединяющую вершины конусов (прямая S_1S_2 на рис. 2.16), так как вспомогательные плоскости в этом случае пересекаются по образующим обоих конусов.

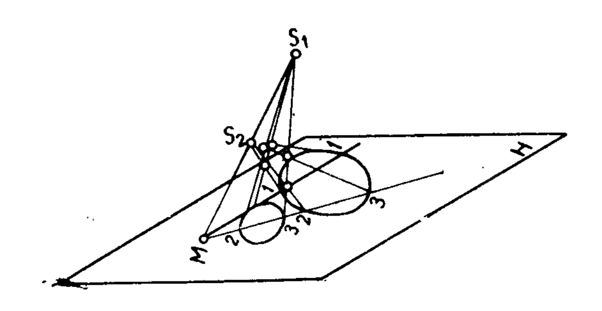


Рис. 2.16. Выбор плоскостей при пересечении двух конусов

Следует иметь в виду, что когда две пересекающиеся поверхности вращения описаны вокруг шара, кривые пересечения этих фигур будут плоскими кривыми линиями второго порядка. Выше, на рис. 2.11, в качестве примера показаны случаи пересечения двух цилиндров равного диаметра, конуса с цилиндром и двух конусов, для которых кривые пересечения лежат в плоскости.

§ 5. ТРЕБУЕМАЯ ТОЧНОСТЬ ВЫЧИСЛЕНИЯ ПРИ ПОСТРОЕНИИ РАЗВЕРТОК

Построение разверток производится путем вычисления ряда ординат. В зависимости от количества вычисленных ординат изменяется точность построения: при увеличении их числа построение будет более точным.

Для уменьшения количества вычислений[1] и трудоемкости построений, количества возможных ошибок и обеспечения необходимой точности построений следует установить степень точности построений, заключающуюся в назначении количества точек, для которых необходимо вычисление ординат.

На рис. 2.17 изображена произвольная теоретическая кривая некоторой развертки, на которой приняты две произвольные точки n и $n+1$ с ординатами соответственно y_n и y_{n+1} и точка $n+\frac{1}{2}$ с ординатой $y_{n+\frac{1}{2}}$.

[1] Уменьшение количества вычислений имеет значение лишь при ручном счете.

Если ординаты точек n и $n+1$ соединить прямой, то погрешность в построении, равная величине стрелки, должна быть менее допускаемых по конструктивным соображениям отклонений (Δ):

$$f \leqslant \Delta$$

($f > f'$ в запас точности).

Это неравенство позволяет определить максимальное значение между ординатами, удовлетворяющее условию допускаемых точностей (допусков), и может быть написано в виде

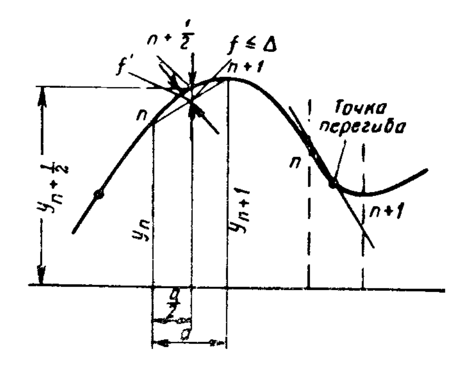


Рис. 2.17. Теоретическая кривая развертки листовой конструкции

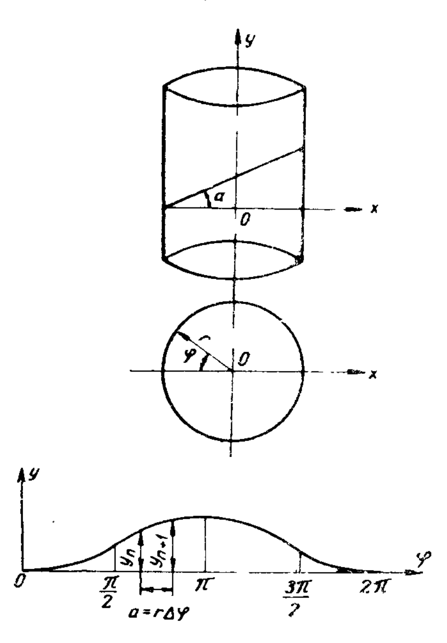


Рис. 2.18. Пересечение цилиндра плоскостью

$$\left[y_{n+\frac{1}{2}} - \frac{y_n + y_{n+1}}{2}\right] \leqslant \Delta. \tag{2.67}$$

Если для данной кривой принимается один шаг d, то его величина должна быть принята исходя из точности определения ординат для участков кривой с наибольшей кривизной. При наличии точек перегиба не следует располагать две смежные точки на кривой по ее разные стороны (рис. 2.17, справа).

Рассмотрим наиболее часто встречающийся случай пересечения цилиндра плоскостью (рис. 2.18). Общее выражение координаты y для данного случая имеет вид

$$y = r \operatorname{tg} \alpha (1 - \cos \varphi). \tag{2.68}$$

Подставив соответствующие значения y из формулы (2.68) в выражение (2.67) и вместо $y_{n+\frac{1}{2}}$ значение из (2.69),

$$\cos \varphi_{n+\frac{1}{2}} \simeq \cos \frac{\varphi_n + \varphi_{n+1}}{2}, \tag{2.69}$$

получим следующее основное выражение:

$$\left(\frac{\cos \varphi_n + \cos \varphi_{n+1}}{2} - \cos \frac{\varphi_n + \varphi_{n+1}}{2}\right) \leqslant \frac{\Delta}{r \operatorname{tg} \alpha}. \tag{2.70}$$

Наибольшая кривизна для выражения (2.68) будет при значении φ, близком к нулю.

Приняв $\varphi_n = 0$, преобразуем выражение (2.70):

$$\left(\frac{1+\cos\varphi}{2} - \cos\frac{\varphi}{2}\right) \leqslant \frac{\Delta}{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}. \quad (2.71)$$

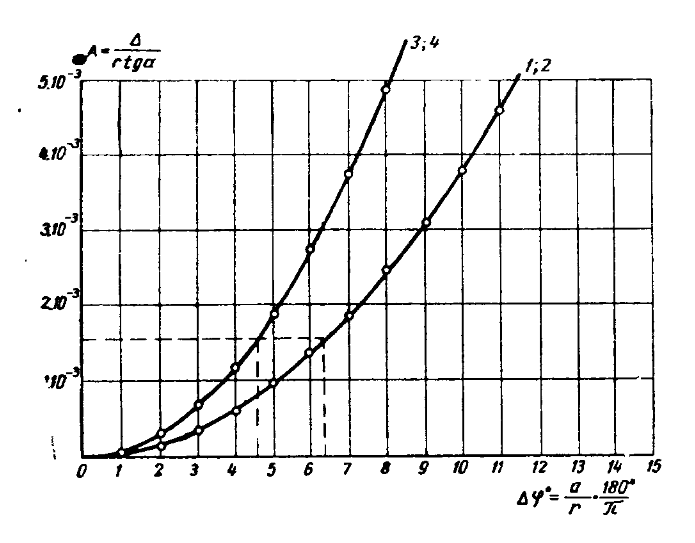


Рис. 2.19. Кривые зависимости A от $\Delta\varphi$

1—$y = r\,\mathrm{tg}\,\alpha(1-\cos\varphi)$; *2*—$y = r\,\mathrm{tg}\,\alpha\sin\varphi$; *3*—$y = r\,\mathrm{tg}\,\alpha\sin^2\varphi$; *4*—$y = r\,\mathrm{tg}\,\alpha\sin\varphi\cos\varphi$

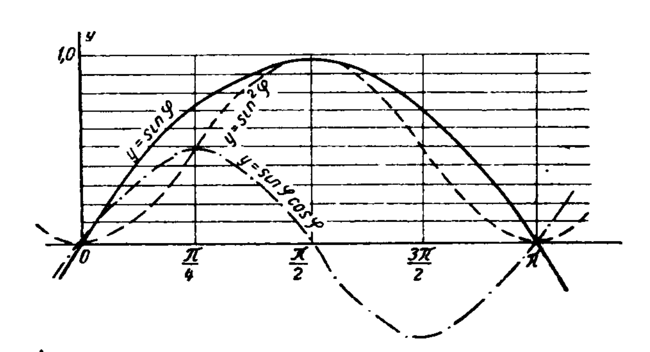


Рис. 2.20. Кривые разверток при различных тригонометрических уравнениях ординаты y

Если принять точность изготовления $\Delta \doteq 2$ *мм*, $\alpha = 45°$ и $r = 1500$ *мм*, то правый член уравнения (2.70) (безразмерная величина) будет равен $^1/_{750} = 1{,}33 \cdot 10^{-3}$. Для дальнейших вычислений значение центрального угла разбивки

$$a = r\Delta\varphi; \quad \Delta\varphi = \frac{d}{r} \quad (2.72)$$

принимается в предположении, что $\frac{\Delta}{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}$ изменяется в пределах от $1 \cdot 10^{-3}$ до $4 \cdot 10^{-3}$. Это позволяет охватить диапазон диаметров от 1 до 4 *м* при $\alpha = 45°$ и $\Delta = 2$ *мм*. Значение $\Delta\varphi$ как функции от $A = \frac{\Delta}{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}$ для зависимости, указанной в формуле (2.68), показано на рис. 2.19.

При развертках листовых конструкций возможны и другие случаи.

$$y = r\,\mathrm{tg}\,\alpha \sin \varphi. \quad (2.73$$

Наибольшая кривизна при φ, близком к $\frac{\pi}{2}$ (рис. 2.20). Принимая $\varphi_n = \frac{\pi}{2}$ и соответственно преобразовывая (2.67) и (2.69), получим:

$$\left[\sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) - \frac{1 + \sin \varphi}{2}\right] \leqslant \frac{\Delta}{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}; \quad (2.74)$$

$$y = r\,\mathrm{tg}\,\alpha \sin^2 \varphi. \quad (2.75)$$

Наибольшая кривизна при φ, близком к нулю, и $\frac{\pi}{2}$. Принимая $\varphi_n = 0$, из (2.67) получаем:

$$\left[\sin^2 \frac{\varphi}{2} - \frac{\sin^2 \varphi}{2}\right] \leqslant \frac{\Delta}{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}; \quad (2.76)$$

$$y = r\,\mathrm{tg}\,\alpha \sin \alpha \cos \alpha. \quad (2.77)$$

Наибольшая кривизна при $\varphi = \frac{\pi}{4}$. Принимая $\varphi_{n+1} = \frac{\pi}{4}$, получаем:

$$\left[\frac{\sin\left(\frac{\pi}{4} + \varphi\right)}{2} - \frac{1 + \sin 2\varphi}{4}\right] \leqslant \frac{\Delta}{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}. \quad (2.78)$$

Таблица 2.5

$\Delta\varphi = \varphi_{n+1} - \varphi_n$	$\varphi_1 = \varphi_3$	φ_2	φ_4	$A = -\left(\frac{1+\cos\varphi_1}{2} - \cos\frac{\varphi_1}{2}\right)$ или $\sin\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_2}{2}\right) - \frac{1+\sin\varphi_2}{2}$	$A = -\left(\sin^2\frac{\varphi_3}{2} - \frac{\sin^2\varphi_3}{2}\right)$ или $\frac{\sin\left(\frac{\pi}{4} + \varphi_4\right)}{2} - \frac{1+\sin^2\varphi_4}{4}$
1	1	89	44	$0{,}038 \cdot 10^{-3}$	$0{,}007 \cdot 10^{-3}$
2	2	88	43	$0{,}152 \cdot 10^{-3}$	$0{,}304 \cdot 10^{-3}$
3	3	87	42	$0{,}342 \cdot 10^{-3}$	$0{,}685 \cdot 10^{-3}$
4	4	86	41	$0{,}609 \cdot 10^{-3}$	$1{,}215 \cdot 10^{-3}$
5	5	85	40	$0{,}950 \cdot 10^{-3}$	$1{,}895 \cdot 10^{-3}$
6	6	84	39	$1{,}369 \cdot 10^{-3}$	$2{,}724 \cdot 10^{-3}$
7	7	83	38	$1{,}862 \cdot 10^{-3}$	$2{,}699 \cdot 10^{-3}$
8	8	82	37	$2{,}430 \cdot 10^{-3}$	$4{,}815 \cdot 10^{-3}$
9	9	81	36	$3{,}073 \cdot 10^{-3}$	$6{,}080 \cdot 10^{-3}$
10	10	80	35	$3{,}791 \cdot 10^{-3}$	—
11	11	79	34	$4{,}582 \cdot 10^{-3}$	—
12	12	78	33	—	—

На рис. 2.19 и в табл. 2.5 приведены значения $\Delta\varphi$ — центрального угла разбивки, обеспечивающей заданную точность (Δ), в функции от безразмерной величины $A = \frac{\Delta}{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}$. Для практических целей значение Δ следует принимать не менее 2—3 *мм*.

При разметке конструкции две построенные по вычисленным координатам точки (n, $n+1$) соединяются между собой не прямой, а кривой, что обеспечивает фактическую точность построения, превышающую принятое значение . При пользовании графиком рис. 2.19 следует предварительно вычислить значение A и затем определить соответствующее значение угла $\Delta\varphi$.

Часть II
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Глава 3
РЕЗЕРВУАРЫ ДЛЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Основная масса нефти и нефтепродуктов хранится в металлических резервуарах и лишь незначительная часть — в мелкой таре: бочках, бидонах и контейнерах.

Наибольшее удельное значение в народном хозяйстве имеют светлые нефтепродукты. Потери светлых нефтепродуктов при хранении в вертикальных цилиндрических резервуарах, рассчитанных на давление 200 *мм вод. ст.* в паровоздушном пространстве резервуара (сверх атмосферного давления), достигают нескольких миллионов тонн в год. При этом кроме больших количественных потерь значительно ухудшается качество нефтепродуктов, поскольку легкие, наиболее ценные фракции испаряются или вытесняются в атмосферу при заполнении резервуара (снижается октановое число, теряется кондиция и т. п.).

Эффективность различных типов резервуаров и систем хранения определяется с учетом сокращения потерь легкоиспаряющихся нефтепродуктов и сырой нефти с высоким потенциалом бензина.

Широкое распространение имеют вертикальные и горизонтальные цилиндрические резервуары, как наиболее удобные для изготовления и монтажа.

Для хранения больших объемов сжиженных газов применяют шаровые резервуары, для хранения бензина с высокой упругостью паров — каплевидные резервуары, резервуары с плавающей крышей и т. п.

Перечисленные типы резервуаров (за исключением горизонтальных и шаровых) являются наземными и устанавливаются на специально подготовленной песчаной подушке, покрытой гидрофобным слоем (рис. 3.1).

Горизонтальные цилиндрические резервуары кругового сечения (рис. 3.2) и шаровые резервуары (рис. 3.3) проектируют надземными на специальных опорах.

Кроме наземных и надземных резервуары могут быть заглубленными. На рис. 3.4 показан заглубленный траншейный резервуар емкостью 5000 *м*³.

Подземные резервуары нередко делают железобетонными.

Для корпуса и днища вертикальных резервуаров емкостью до 5000 *м*³, возводимых в районах с расчетной температурой минус 20° С,

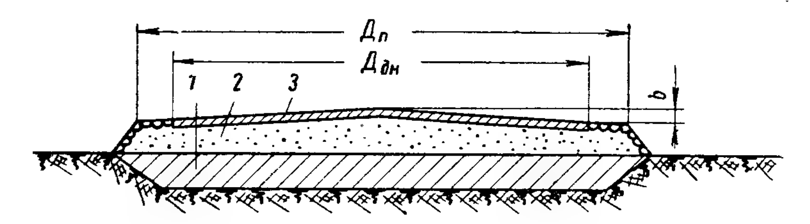


Рис. 3.1. Схема устройства основания под вертикальный цилиндрический резервуар

1 — насыпной грунт; *2* — песчаная подушка; *3* — изоляционный слой из супесчаного грунта, смешанного с жидким битумом или каменноугольным дегтем; диаметр подушки $D_{П}$ должен быть на 1,4 *м* больше диаметра днища резервуара $D_{дн}$; высота конуса *b* составляет $^{1}/_{100}$ диаметра днища и достигает 610 *мм* для резервуара емкостью 50 тыс. *м*³

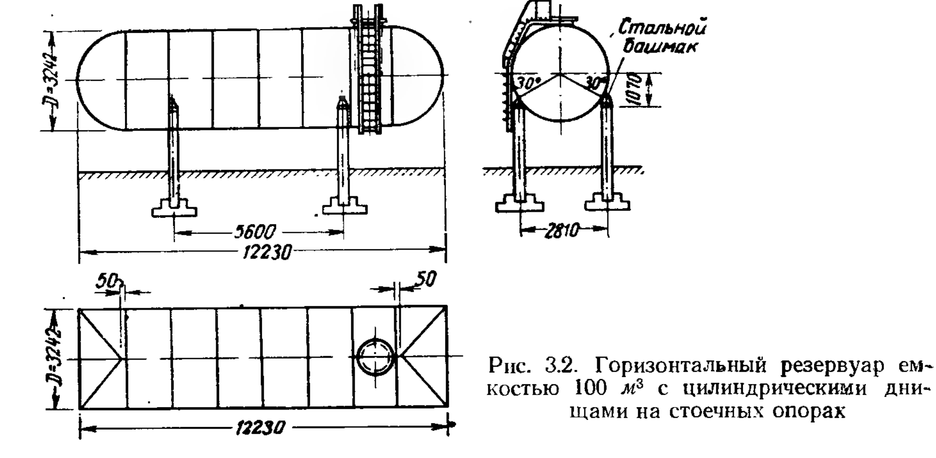


Рис. 3.2. Горизонтальный резервуар емкостью 100 *м*³ с цилиндрическими днищами на стоечных опорах

можно применять мартеновскую полуспокойную сталь марки ВМСт.3пс по ГОСТ 380—60*.

Для корпуса и днища таких же резервуаров, сооружаемых в районах с расчетной температурой минус 30° С, следует применять мартеновскую спокойную сталь марки ВМСт.3сп по ГОСТ 380—60* с дополнительными гарантиями загиба в холодном состоянии и ударной вязкости при температуре минус 20° С.

Для районов с расчетной температурой от —30° до —40° С корпус и днище должны изготовляться из мартеновской спокойной стали по ЧМТУ 5232—55 улучшенного раскисления с гарантией ударной вязкости при температуре —40° С. Для несущих конструкций покрытия, настила кровли, центральной стойки, лестниц и перил допускается применение кипящей мартеновской стали марки ВМСт.3кп (ГОСТ 380—60*).

Для резервуаров емкостью 10 тыс. *м*³ и более, сооружаемых в районах с расчетной температурой до —20° С, пояса корпуса, кольца жесткости и днище выполняются из стали ВМСт.3сп (ГОСТ 380—60*) с дополнительными гарантиями загиба в холодном состоянии и ударной вязкости при температуре —20° С.

Для районов с расчетной температурой до —40° С все пояса толщиной 5—12 *мм* могут быть изготовлены из стали по ЧМТУ 5232—55, а нижние пояса — из низколегированной стали 09Г2С (ГОСТ 5058—65) с гарантией ударной вязкости при температуре —40° С. Соединения листов полотнищ корпуса и днища должны выполняться в заводских условиях автоматической двусторонней сваркой под слоем флюса, монтажная ручная сварка днища и корпуса — электродами Э42А, низколегированной стали — электродами Э50А, соединения элементов кровли, лестниц и ограждений — электродами Э42.

Стандартные листы резервуарной стали имеют размер 6000×1500 *мм* при толщине 4 *мм* и выше. Настил кровли проектируют из листов размером 2500×1250 *мм*, толщиной 2,5 *мм*.

Оболочку резервуаров траншейного типа для районов с расчетной температурой до —20° С следует проектировать из стали ВМСт.3сп по ГОСТ 380—60* с дополнительными гарантиями загиба в холодном состоянии и ударной вязкости при температуре минус 20° С, а для районов с более низкими расчетными температурами — из мартеновской спокойной стали улучшенного раскисления по ЧМТУ 5232—55 с гарантией ударной вязкости при температуре —40° С.

Выбор типа резервуара зависит от физических свойств хранимой жидкости, емкости резервуара, условий эксплуатации (частоты слива — налива, упругости паров продукта) и климатических условий.

Для хранения сырой нефти с низким потенциалом бензина, отбензиненной нефти, керосина, дизельного топлива, мазута и темных нефтепродуктов применяют типовые вертикальные цилиндрические резервуары емкостью 400—20 000 *м*³, рассчитанные на давление в газовом пространстве до 200 *мм вод. ст.*, или подземные резервуары. Для хранения бензина и сырой нефти с высоким потенциалом бензина применяют резервуары повышенного давления разных конструкций, вертикальные резервуары с плавающей крышей или с понтоном и стационарной кровлей; резервуары низкого давления, включенные в газоуравнительную систему с паросборниками, и резервуары повышенного давления, объединенные в газоуравнительной системе с паросборниками или без них.

Рис. 3.3. Шаровой резервуар емкостью 600 *м*³ на стоечных опорах

1 — узел дыхательной арматуры; *2* — поплавковый показатель уровня; *3* — шлюзовая камера для замера уровня, температуры сжиженного газа и отбора проб; *4* — быстродействующая задвижка; *5* — приемный и раздаточный патрубки; *6* — дренажный кран

а)

8,3
7,9
80
перем.
±0,0
R=2500
i=0,003
R=2500
8500
33000
8500
50000

б)

i=0,005
i=0,005
R=2500
R=2500
10
1000
18000
1000
20000

Металлическая оболочка - 4 мм
Песчано-битумное (гидрофобное) основание - 100 мм

в)

1
2
3
3
3
1

1
28540
2
11780
29340
3
6320
29340

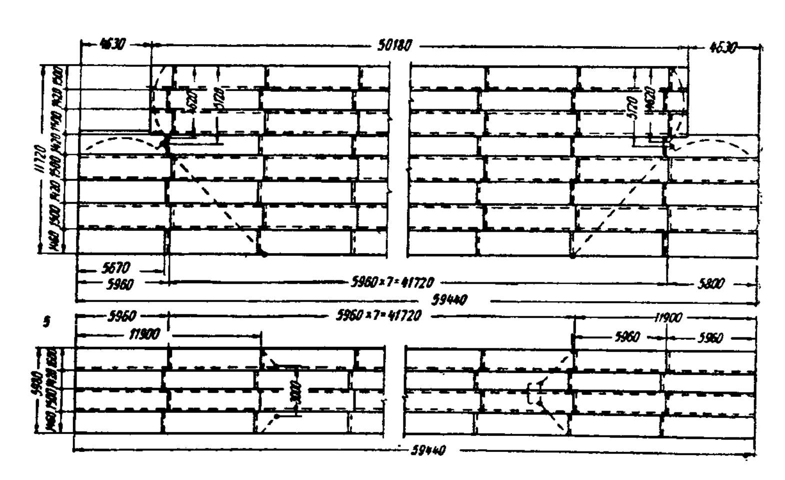


Рис. 3.4. Траншейный резервуар емкостью 5000 $м^3$ с ограждающими стенками в виде стальной оболочки и стальными несущими фермами покрытия

а — продольный разрез; *б* — поперечный разрез; *в* — развертка оболочки с поперечным раскроем полотнищ; *1* — торцовое полотнище; *2, 3* — поперечные полотнища; *4, 5* — полотнища при продольном раскрое оболочки

Требования максимального сокращения потерь бензина при хранении вступают в противоречие с требованиями снижения стоимости и металлоемкости резервуаров.

Выбор оптимального решения определяется комплексным технико-экономическим исследованием, учитывающим необходимость как уменьшения потерь горючего, так и снижения стоимости сооружения и эксплуатации резервуаров.

Амортизационные отчисления определяют исходя из номинального срока службы стальных резервуаров для нефти, нефтепродуктов и внутрипарковых коммуникаций 30 лет. За последние годы разработана общая методика определения оптимальных систем резервуаров для хранения легкоиспаряющихся нефтепродуктов. При этом учитываются срок окупаемости дополнительных капитальных затрат, расход металла, индустриальность изготовления и монтажа, а также надежность эксплуатации резервуаров.

Проведенные исследования позволили дать рекомендации по определению рациональной области применения в различных климатических и эксплуатационных условиях и основных параметров существующих и новых эффективных систем и конструкций резервуаров для хранения легкоиспаряющихся нефтепродуктов в виде инструкций [26].

Выявлены следующие закономерности для всех климатических зон:

1. Выбор оптимальной системы зависит от емкости резервуаров. С увеличением объема резервуара мероприятия по повышению внутреннего давления становятся менее эффективными и оптимальная величина избыточного давления снижается, а экономичность конструкций переменного объема возрастает.

2. По мере возрастания годовой оборачиваемости хранимого продукта, вследствие увеличения потерь от испарения, увеличивается оптимальное внутреннее давление в резервуарах и объем паросборников.

3. Для более жарких климатических зон и при увеличении амплитуды колебаний температуры меры, значительно сокращающие потери и связанные с увеличением капитальных затрат, эффективны в более широком диапазоне исходных эксплуатационных условий.

4. При определенных эксплуатационных условиях экономически эффективны следующие варианты газоуравнительных систем резервуаров повышенного давления:

а) газоуравнительная система из резервуаров повышенного давления без паросборников;

б) система с паросборниками постоянного объема повышенного давления, равного избыточному давлению в резервуарах;

в) система с паросборниками переменного объема низкого давления (до 400 *мм вод. ст.*).

5. Ни одна из систем и конструкций резервуаров, обеспечивающих сокращение потерь бензина и сырой нефти при хранении, не является универсальной. Каждая из них имеет рациональную область применения, в зависимости от климатических и эксплуатационных условий.

Таким образом, оказывается возможным определить оптимальное избыточное давление в резервуарах и соответствующую наиболее экономичную конструкцию резервуара, а также объем и давление в паросборниках различных типов.

В области индустриализации строительства вертикальных цилиндрических резервуаров за последние годы достигнуты значительные успехи. До недавнего времени такие резервуары, ввиду их значительных размеров, собирали из большого количества отдельных листов и сваривали вручную на строительной площадке под открытым небом. Группа ученых и инженеров во главе с Г. В. Раевским в 1958 г. удостоена Ленинской премии за разработку и внедрение высокоиндустриального

метода строительства вертикальных стальных резервуаров. По этому методу на заводах изготовляют плоские листовые полотнища корпусов и днищ, которые сворачивают в габаритные рулоны весом до 60 *т*, диаметром до 3,25 *м*, что делает возможной их перевозку. При этом сборка механизируется, ручная сварка заменяется автоматической, а производство организуется по цикличной системе, что в несколько раз уменьшает трудоемкость и продолжительность монтажных работ, снижает стоимость возведения резервуаров и повышает их качество.

Развитие резервуаростроения идет по следующим направлениям:

1. Разработка типовых вертикальных цилиндрических резервуаров с плавающей крышей емкостью 10, 20, 30, 40, 50, 80 и 100 тыс. $м^3$ для сырой нефти и бензина, освоение их изготовления, монтажа и эксплуатации.

2. Разработка типовых вертикальных цилиндрических резервуаров емкостью 3000, 5000 и 10 000 $м^3$ с давлением в паровоздушном пространстве 0,1—0,2 $кГ/см^2$, имеющих сфероидальную кровлю и плоское днище с анкерными креплениями резервуара к фундаментным плитам.

3. Экспериментальное проектирование и строительство вертикальных цилиндрических резервуаров с шатровой висячей кровлей емкостью 10 и 20 тыс. $м^3$ с давлением в паровоздушном пространстве до 50 *мм вод. ст.*

4. Создание конструкций вертикальных цилиндрических резервуаров емкостью 20, 30, 40, 50 тыс. $м^3$ с нижними поясами, усиленными путем навивки высокопрочной проволоки с предварительным натяжением.

5. Изучение вопросов устойчивости предварительно напряженных резервуаров и резервуаров с корпусом переменной толщины.

6. Экспериментальное проектирование и строительство горизонтальных наземных цилиндрических резервуаров каплевидного сечения с цилиндрическими днищами емкостью 4500—12 000 $м^3$ с давлением в паровоздушном пространстве 0,3—0,5 $кГ/см^2$.

7. Экспериментальное проектирование и строительство горизонтальных надземных и заглубленных цилиндрических резервуаров кругового сечения емкостью 150, 200, 250, 300, 350 $м^3$ с давлением в паровоздушном пространстве до 20 $кГ/см^2$.

8. Совершенствование конструкций заглубленных траншейных резервуаров емкостью 1000, 2000, 5000 и 10 000 $м^3$.

9. Применение газоуравнительных систем резервуаров повышенного давления без паросборников, с паросборниками постоянного объема повышенного давления и с паросборниками переменного объема низкого давления.

10. Значительное расширение применения сталеалюминиевых вертикальных цилиндрических резервуаров для хранения сернистой нефти и ее производных.

11. Применение высокопрочных сталей в шаровых резервуарах высокого давления и в нижней части корпуса вертикальных цилиндрических резервуаров большого объема (30 000—100 000 $м^3$).

12. Совершенствование конструкций изотермических резервуаров.

§ 2. КОНСТРУКЦИИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕЗЕРВУАРОВ

Вертикальный цилиндрический резервуар состоит из следующих основных элементов: днища, корпуса и покрытия. Покрытие опирается либо только на корпус (рис. 3.5), либо, кроме того, на центральную стойку (рис. 3.6). Для восприятия ветровой нагрузки корпус усилива-

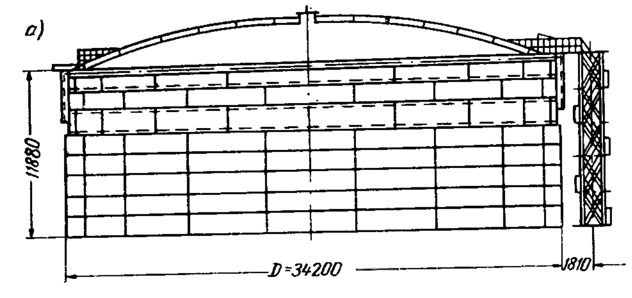
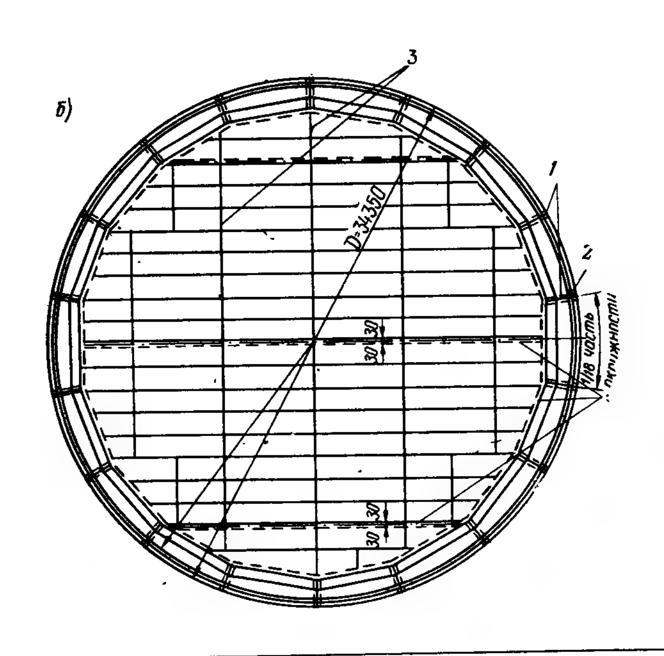


Рис. 3.5. Вертикальный цилиндрический резервуар емкостью 10 000 $м^3$ без центральной стойки со сферической кровлей

а — вертикальный разрез; *б* — днище с сегментными окрайками; *1* — монтажные стыки окрайков; *2* — стык корпуса; *3* — монтажные стыки полотнищ днища



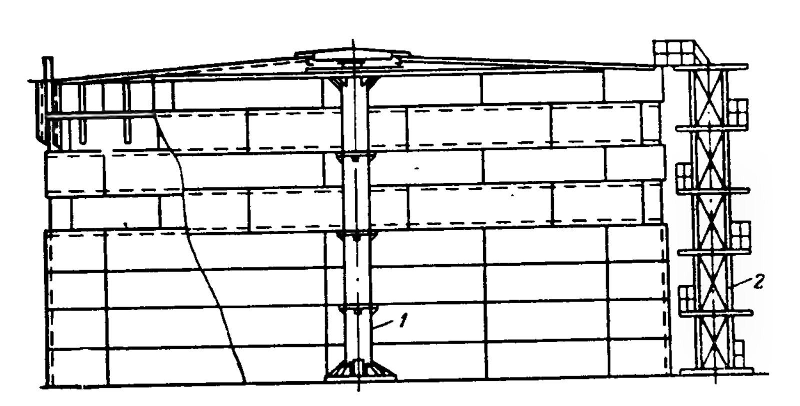


Рис. 3.6. Вертикальный цилиндрический резервуар емкостью 5000 $м^3$ с центральной стойкой и щитовым покрытием

1 — центральная стойка; *2* — шахтная лестница

ют одним кольцом жесткости при емкости до 5000 $м^3$ и несколькими кольцами при бо́льших объемах резервуара.

На резервуаре устанавливают соответствующее технологическое оборудование (рис. 3.7), лестницу и ограждение кровли. Вертикальный резервуар покоится на песчаной подушке, покрытой гидрофобным слоем. Уклон днища от центра к периферии, равный 2%, устанавливается для стока и возможиости удаления подтоварной воды и отстоя.

По коротким и длинным сторонам листы следует соединять встык. Это уменьшает расход электродной проволоки и упрощает контроль плотности швов.

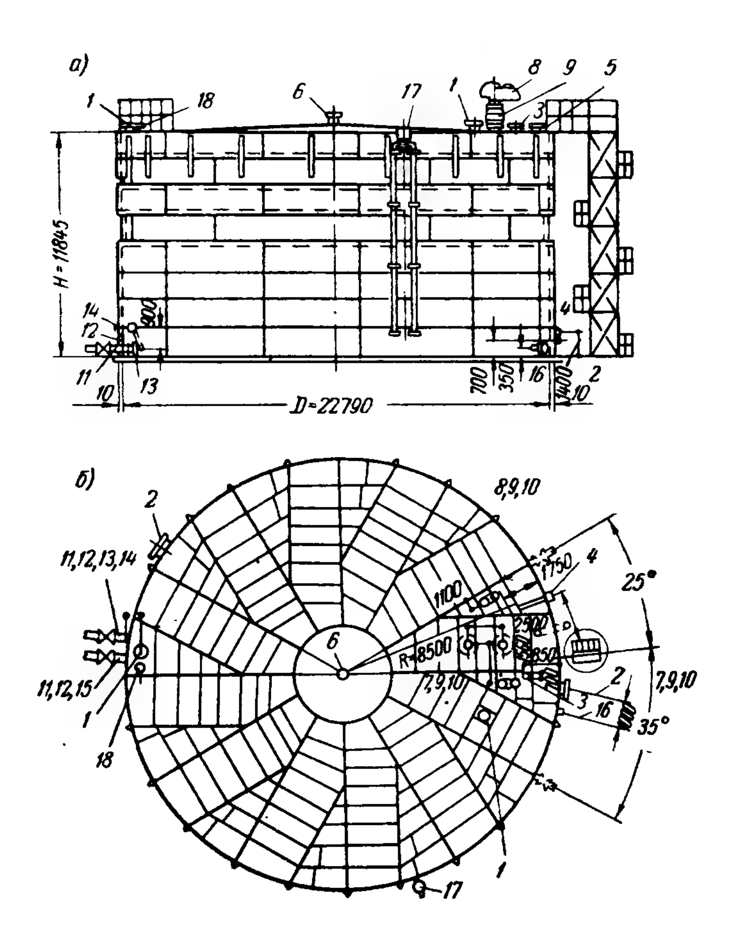


Рис. 3.7. Размещение оборудования иа резервуаре емкостью 5000 $м^3$

а — фасад резервуара; *б* — план крыши; *1* — световой люк; *2* — лаз; *3* — замерный люк; *4* — прнбор для замера уровня; *5* — сниженный пробоотборник; *6* — вентиляционный патрубок; *7* — предохраннтельный клапан; *8* — дыхательный клапан; *9* — огневой предохранитель; *10* — патрубки и усиливающие кольца; *11* — приемо-раздаточный патрубок; *12* — перепускное устройство; *13* — хлопушка; *14* — управленне хлопушкой (боковое); *15* — подъемная труба с шарниром, роликовым блоком, ручной лебедкой; *16* — сифонный кран; *17* — пеноснвная камера; *18* — патрубок для включення резервуара в газоуравнительную снстему

Основные данные о типовых вертикальных резервуарах с щитовой кровлей и рулонными корпусом и днищем приведены в табл. 3.1.

Центральная стойка в резервуарах емкостью 1000, 2000, 3000 и 5000 $м^3$ выполняется кольцевого сечения (трубчатой), а в резервуарах

емкостью 300, 400 и 700 $м^3$ — решетчатой. В резервуарах емкостью 100 и 200 $м^3$ центральная стойка отсутствует. Фактическая емкость резервуара определяется по внутреннему диаметру нижнего пояса и высоте корпуса от поверхности днища до обушка верхнего обвязочного уголка (рис. 3.8). С увеличением объема резервуара расход стали на 1 $м^3$ емкости уменьшается (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Марка резервуара и номер типового проекта	Фактическая вместимость в $м^3$	Диаметр днища в *мм*	Внутренний диаметр нижнего пояса в *мм*	Высота корпуса в *мм*	Подъем центра конической кровли в *мм*	Число поясов	Число щитов кровли	Толщина поясов корпуса в *мм*	Вес резервуара с лестницей в *кг*	Вес на 1 $м^3$ в *кг*
РВС-5000, 7-02-95	4832	22 910	22 790	11 845	570	8	25	10; 8; 7; 6; 5; 5; 5; 5	90 256	18,7
РВС-3000, 7-02-96	3340	19 100	18 980	11 825	475	8	19	8; 7; 6; 5; 5; 4; 4; 5;	63 081	18,9
РВС-2000, 7-02-97	2135	15 300	15 180	11 805	380	8	15	7; 6; 5; 4; 4; 4; 4; 4	42 961	20,1
РВС-1000, 7-02-98	1056	12 430	12 330	8 845	308	6	13	5; 4; 4; 4; 4; 4	25 047	23,8
РВС-700, 7-02-99	757	10 530	10 430	8 845	261	6	11	4; 4; 4; 4; 4; 4	18 383	24,3
РВС-400, 7-02-100	421	8 630	8 530	7 375	213	5	8	4; 4; 4; 4; 4	12 712	30,2
РВС-300, 7-02-101	332	7 680	7 580	7 375	190	5	5	4; 4; 4; 4; 4	11 209	33,5
РВС-200, 7-02-102	204	6 730	6 630	5 920	166	4	2	4; 4; 4; 4	7 353	36
РВС-100, 7-02-103	104	4 830	4 730	5 920	118	4	2	4; 4; 4; 4	4 906	47,2

Монтажный вертикальный стык развернутого полотнища корпуса может быть нахлесточным с двусторонней сваркой сплошными швами (величина нахлестки 70—80 *мм*) или стыковым.

Для обеспечения плотного прилегания кромки рулона корпуса в монтажном стыке концевые участки нахлесточных соединений днища переводятся на соединение встык на подкладке (рис. 3.9).

На рис. 3.10 показана конструкция полотнища корпуса резервуара емкостью 5000 $м^3$.

В районах со скоростным напором ветра 30 $кГ/м^2$ корпус резервуара емкостью не свыше 5000 $м^3$ не требует усиления. Для районов со скоростным напором ветра 55 и 100 $кГ/м^2$ корпус резервуаров емкостью 2000, 3000 и 5000 $м^3$ усиливается кольцом жесткости. Корпус резервуара объемом 1000 $м^3$ подкрепляется кольцом жесткости при ветровом напоре 100 $кГ/м^2$. Кольцо жесткости приваривается к пятому поясу (на высоте 6965 *мм* от днища) резервуаров вместимостью 2000, 3000 и 5000 $м^3$ и к четвертому поясу (на высоте 5435 *мм*) резервуара емкостью 1000 $м^3$. Кольцо жесткости обычно выполняют из швеллера полками вниз, изогнутого в плоскости стенки и подкрепленного вертикальными ребрами с шагом 2 *м*. Данные о кольцах жесткости для типовых резер-

Таблица 3.2

Марка резервуара и номер типового проекта	Сечение кольца жесткости		Вес кольца в *кг*		Длина в *м* монтажных швов	
	при скоростном напоре ветра в *кГ/м²*					
	55	100	55	100	55	100
РВС-5000, 7-02-95	[24	[33	2171	2926	82	92
РВС-3000, 7-02-96	[20	[27	1515	2086	71	79
РВС-2000, 7-02-97	[18	[22	1069	1345	64	71
РВС-1000, 7-02-98	—	[18	—	887	—	44

вуаров объемом до 5000 *м*³ приведены в табл. 3.2. В резервуарах емкостью 700 *м*³ и менее промежуточное кольцо жесткости не требуется.

Верхняя часть корпуса резервуара со щитовой кровлей усиливается уголковыми стойками, число которых на единицу меньше числа щитов (табл. 3.1). Основная часть днища (полотнище) собирается из листов размером 6000×1500 *мм* или из рулонной горячекатаной стали по ГОСТ 8597—57 шириной 1500 *мм*. Крайние листы (окрайки) составляют периферийную часть днища. Окрайки резервуаров емкостью 2000, 3000 и 5000 *м*³ толще листов средней части днища, а резервуаров меньшей емкости имеют одинаковую с ними толщину. В месте опирания корпуса резервуара поверхность окрайков должна быть гладкой. Это достигается сваркой окрайков встык или вырезкой окрайков, которые у края днища сваривают встык на специальной подкладке (рис. 3.9).

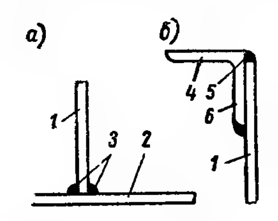


Рис. 3.8. Конструкция сопряжения корпуса с днищем (*а*) и с верхним обвязочным уголком (*б*)

1 — корпус; *2* — днище; *3* — двусторонний сплошной угловой шов; *4* — верхний обвязочный уголок; *5* — внутренний прерывистый шов; *6* — наружный сплошной шов

Расстояние от края днища до стыков окрайков с листами полотнища должно быть не менее 1000 *мм*. Стыки нижнего пояса корпуса и стыки окрайков днища следует смещать по крайней мере на 200 *мм*. Листы полотнища днища соединяют внахлестку или встык.

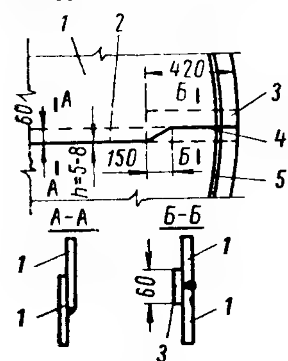


Рис. 3.9. Перевод нахлесточного соединения на стыковое в окрайках днища

1 — листы окрайков; *2* — нахлесточный участок соединения окрайков; *3* — подкладка; *4* — стыковой участок сопряжения окрайков; *5* — корпус резервуара

Днище крупных резервуаров состоит из двух и более монтажных элементов (рис. 3.10), соединяемых внахлестку с перекрышкой 50—60 *мм*.

Правила изготовления, монтажа и приемки металлоконструкций (СНиП III-В.5-62) допускают монтаж днищ также из отдельных листов, собираемых и свариваемых на песчаном основании внахлестку с одной стороны, а в местах опирания корпуса — встык на подкладке. Покрытие выполняют коническим с уклоном 1 : 20 или пологим сферическим.

Ввиду трудоемкости изготовления и монтажа конической крыши, несущие конструкции которой состоят из ферм, прогонов, радиальных балок и связей, разработана и применяется кровля, собираемая из крупноразмерных щитов заводского изготовления, представляющих собой

каркас из прокатных двутавров и швеллеров, к которому приварен листовой настил толщиной 2,5 *мм* (рис. 3.11). К криволинейному краю щита для ускорения монтажа приваривают специальные планки (рис. 3.11, деталь *А*). Применение щитовой кровли позволяет значительно уменьшить число монтажных элементов по сравнению с кровлей из ферм, прогонов, радиальных балок и связей и ускорить монтаж. Так,

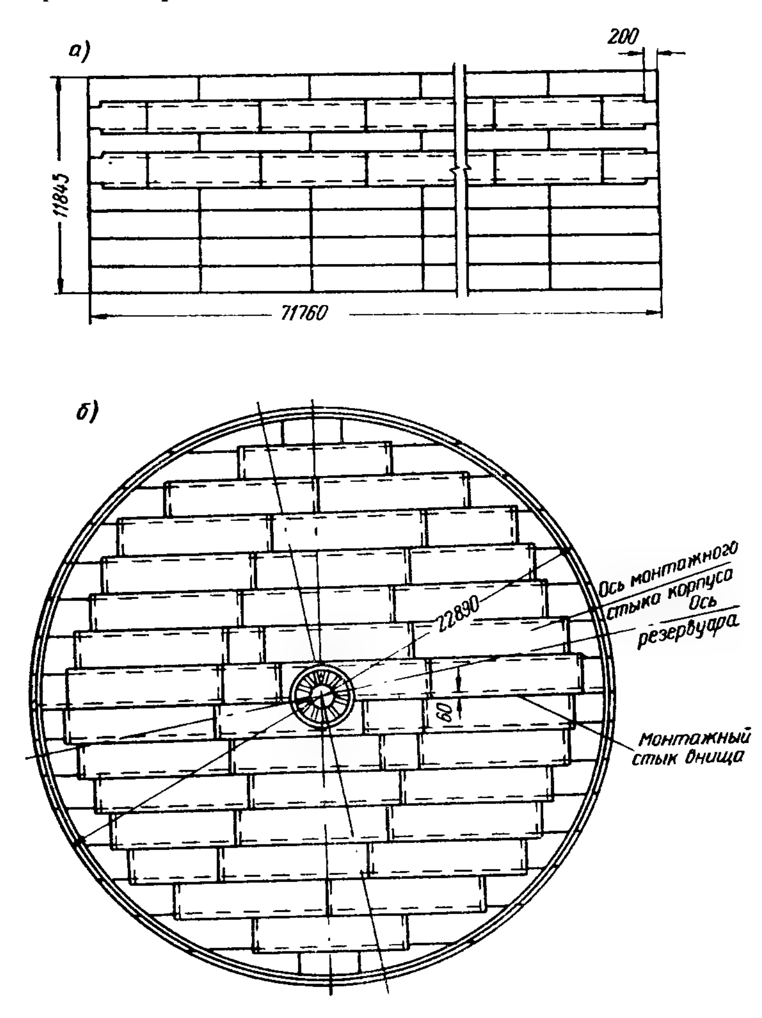
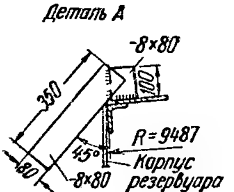


Рис. 3.10. Полотнище корпуса РВС-5000, поставляемое на монтажную площадку одним рулоном (*а*), и днище, поставляемое в виде двух монтажных элементов в одном рулоне (*б*)

каркасная кровля резервуара емкостью 5000 $м^3$ (проект № 7-02-09) собирается из 300 элементов (фермы, прогоны, радиальные балки, связи, листовой настил), а щитовая кровля такого резервуара — из 26 монтажных единиц (щиты и центральная стойка). На рис. 3.12 приведена схема щитовой кровли резервуара емкостью 5000 $м^3$. Число щитов кровли указано в табл. 3.1. Щитовая кровля типовых резервуаров РВС 5000, 3000 и 2000 $м^3$ рассчитана на нагрузку 100 и 150 $кГ/м^2$, а резервуаров РВС 1000, 700, 400, 300, 200 и 100 $м^3$ — на нагрузку 150 $кГ/м^2$.

В середине резервуара щиты опираются на оголовок центральной стойки (см. рис. 3.6). Для резервуаров объемом от 1000 до 5000 $м^3$ используются трубчатые стойки сечениями 630×8, 900×6 и 1020×6 *мм*. Для предотвращения отрыва стойки от днища ее заполняют песком.



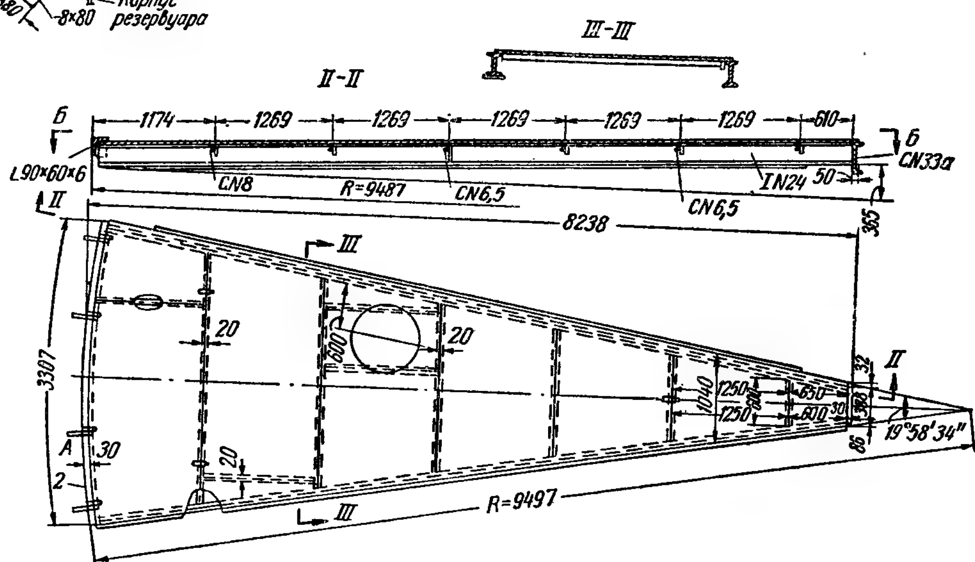


Рис. 3.11. Щит кровли вертикального цилиндрического резервуара емкостью 3000 $м^3$ (покрытие такого резервуара состоит из 18 одинаковых щитов и центрального круга); деталь А — ловитель

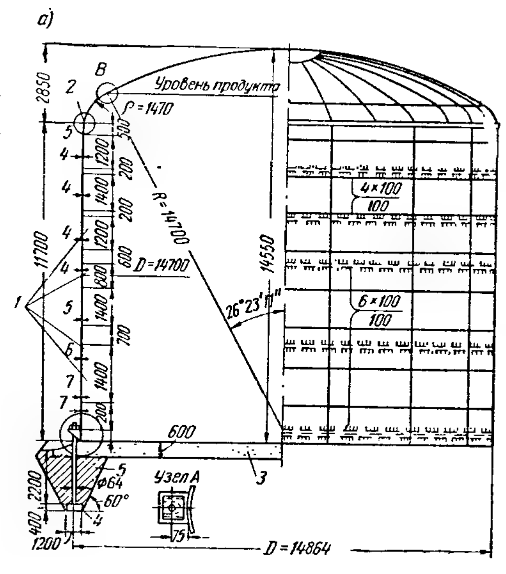


Рис. 3.13. Резервуар со сфероцилиндрической кровлей емкостью 2000 $м^3$

а — вертикальный разрез и фасад: *1* — пояса корпуса; *2* — швеллер № 16а; *3* — песчаное основание; *4* — железобетонная плита; *5* — сечение пирамиды грунта; *б* — сопряжение кровли и корпуса: *1* — монтажные швы, h=4 *мм*; *2* — заводские швы, h=4 *мм*; *3* — цилиндрический лепесток кровли; *4* — монтажные швы, h=5 *мм*; *5* — кольцо жесткости из швеллера № 16а; *6* — ребра жесткости; *7* — корпус из рулонной заготовки

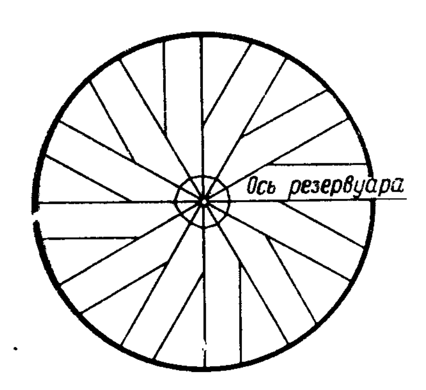
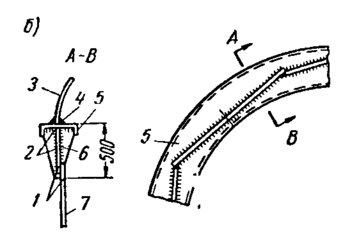


Рис. 3.12. Схема щитовой кровли резервуара объемом 5000 $м^3$ с радиальным раскроем



В резервуарах емкостью 300, 400 и 700 *м*³ более экономичны решетчатые стойки.

Если внутреннее избыточное давление в паровоздушном пространстве резервуара превышает 200 *мм вод. ст.*, необходимо подвешивать железобетонные плиты к нижнему поясу или крепить первый пояс резервуара к заглубленным фундаментным плитам при помощи анкерных болтов (рис. 3.13).

Сфероцилиндрическая кровля (рис. 3.13) отличается от сферической и сфероидальной тем, что состоит из цилиндрических лепестков (секторов), вписанных в сфероидальную поверхность, и не имеет каркаса. Это упрощает ее изготовление и монтаж. Центральная стойка в этом случае при эксплуатации резервуара не нужна, а используется только при монтаже как инвентарное оборудование.

На крупных нефтебазах и нефтепромыслах находят применение вертикальные резервуары емкостью 10 000, 15 000, 20 000 *м*³ и более, поскольку они позволяют уменьшить капитальные затраты на 20—30% и снизить расход металла на 10—20% (по данным ЦНИИПроектстальконструкция). Экономия получается за счет сокращения протяженности коммуникаций и количества оборудования, так как расход металла на единицу емкости с увеличением объема резервуара сверх 5000 *м*³ изменяется незначительно.

Рис. 3.14. Фрагмент сферической кровли резервуара объемом 10 000 *м*³

а — план; *б* — примыкание трапециевидного щита к обвязочному кольцу и к корпусу; *1* — трапециевидный щит; *2* — треугольный щит; *3* — центральный щит; *4* — стойки на корпусе; *5* — обвязочное кольцо

Резервуары емкостью 10 000—20 000 *м*³ спроектированы ЦНИИПроектстальконструкция для районов со снеговой нагрузкой до 100 *кГ/м*², ветровым напором до 30 *кГ/м*² и расчетной температурой до —20 и —40° С.

Они рассчитаны на хранение нефти, мазута и темных нефтепродуктов с удельным весом 0,9 *т/м*³ при внутреннем избыточном давлении в паровоздушном пространстве до 200 *мм вод. ст.* или при вакууме 25 *мм вод. ст.* Конструкция предусматривает заводское изготовление всех элементов резервуара (см. рис. 3.5). Основные данные о резервуарах вместимостью 10 000—20 000 *м*³ с рулонными корпусом и днищем и сферической щитовой кровлей приведены в табл. 3.3.

Покрытие резервуара представляет собой сферический купол, секторные щиты которого опираются на верхнее обвязочное кольцо корпуса (рис. 3.14). На рис. 3.15 показан резервуар емкостью 20 тыс. *м*³ со сферической кровлей и корпусом высотой 12 *м*, с нижними четырьмя поясами из стали 09Г2С.

Оптимальные размеры наземных вертикальных цилиндрических резервуаров впервые определены В. Г. Шуховым в 1883 г. Он показал, что резервуар со стенкой постоянной толщины ($\delta = 4$ *мм*) имеет наименьший

Таблица 3.3

Номинальная емкость резервуара в $м^3$	Фактическая емкость в $м^3$	Высота корпуса в *мм*	Внутренний диаметр нижнего пояса в *мм*	Диаметр днища в *мм*	Высота сферического купола в *мм*	Толщина поясов в *мм*	Число щитов кровли	Вес в *т*: корпуса для $t = -20°C$	щитов кровли	кольца жесткости	днища	шахтной лестницы	стоек на корпусе	площадок и ограждений	резервуара	Расход стали на 1 $м^3$ емкости в *кг*
10 000	10 950	11 920	34 200	34 350	3000	14; 12; 11; 9; 7; 6; 6; 6	64	90,88*	58,02	10,19	45,07	2,39	1,76	0,72	209,1	19,1
15 000	15 000	11 860	40 920	41 070	3400	14; 12; 10; 8; 7; 5; 5 5	76	100	104,5	13,2	70,4	2,4	4,2	0,9	295,7	19,7
20 000	19 500	11 860	46 660	46 810	4000	14; 13; 11; 9; 7; 6; 5: 5	88	121	137	17	96	2,4	4,8	1	379,2	19,4

* Для районов с расчетной температурой до —40° С нижний пояс выполняется из стали 09Г2С, толщиной 12 *мм* и вес корпуса уменьшается до 88,32 *т*.

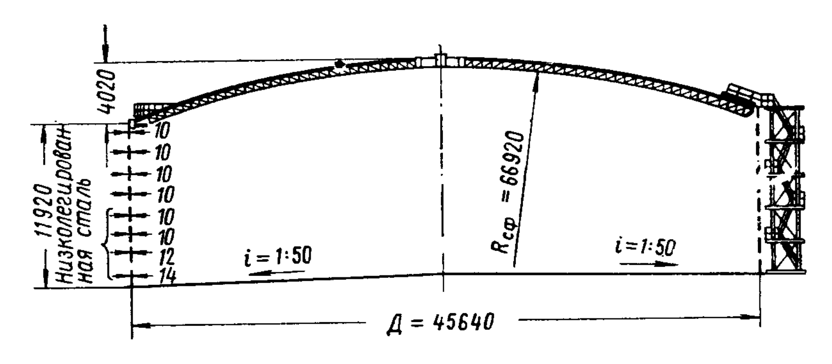


Рис. 3.15. Резервуар емкостью 20 тыс. $м^3$ со сферической кровлей

вес, если вес днища и покрытия вдвое меньше веса корпуса, а резервуар со стенкой переменной толщины оказывается наиболее выгодным, если вес днища и покрытия равен весу корпуса. Объем металла в вертикальном резервуаре со стенкой постоянной толщины

$$A = \pi r^2 \Delta + 2\pi r \delta H, \qquad (3.1)$$

где $\pi r^2 \Delta$ — объем металла днища и покрытия;

$2\pi r \delta H$ — объем металла корпуса;

r — радиус резервуара;

Δ — сумма толщины днища и приведенной толщины покрытия;

δ — толщина стенки корпуса;

H — высота корпуса.

Подставляя в уравнение (3.1)

$$r = \sqrt{\frac{V}{\pi H}}, \qquad (3.2)$$

где V — емкость резервуара, получим:

$$A = \frac{V\Delta}{H} + 2\delta \sqrt{\pi V H}. \qquad (3.3)$$

Определим минимум объема металла в зависимости от высоты резервуара. Для этого приравняем первую производную нулю

$$\frac{dA}{dH} = \delta\sqrt{\frac{\pi V}{H}} - \frac{V\Delta}{H^2} = 0,$$

откуда

$$\frac{V\Delta}{H} = \delta\sqrt{\pi V H}. \qquad (3.4)$$

Отсюда следует, что наивыгоднейшая высота резервуара со стенкой постоянной толщины

$$H_{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)^2}. \qquad (3.5)$$

В формуле (3.4) левая часть равенства выражает объем металла днища и покрытия, а правая — половину объема металла, идущего на корпус. Следовательно, резервуар со стенкой постоянной толщины имеет минимальный вес, если вес днища и покрытия вдвое меньше веса корпуса. Аналогичным путем В. Г. Шухов доказал, что резервуар со стенкой переменной толщины имеет минимальный вес, когда вес днища и покрытия равен весу корпуса, и нашел наивыгоднейшую высоту такого резервуара

$$H_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{[\sigma]\,\Delta}{\gamma}}, \qquad (3.6)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для сварного шва встык на растяжение;

γ — удельный вес хранимой жидкости.

При расчете по первому предельному состоянию формула (3.6) принимает вид:

$$H_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{mR_{\text{р}}^{\text{св}}\,\Delta}{n\gamma}}, \qquad (3.7)$$

где m — коэффициент условий работы для корпуса резервуара;

$R_{\text{р}}^{\text{св}}$ — расчетное сопротивление сварного шва встык на растяжение;

n — коэффициент перегрузки для гидростатического давления.

Из формул (3.6) и (3.7) следует, что при почти постоянном значении Δ оптимальная высота резервуаров (емкостью от 2000 до 5000 *м*^{3}, которые имеют высоту порядка 12 *м*) практически не изменяется.

Формулы В. Г. Шухова (3.6) и (3.7) выведены для монометаллического резервуара (сделанного из стали одной марки), для которого все толщины поясов определены из условия прочности и положительное давление в паровоздушном пространстве относительно мало (не превышает 100 *мм вод. ст.*). В резервуарах под сырую нефть и бензин диаметр должен быть соответственно уменьшен, а высота корпуса — увеличена. Для возможности рулонирования и с целью экономии металла нижние пояса резервуаров емкостью 10 000—50 000 *м*^{3} проектируют из стали повышенной или высокой прочности. В этом случае толщина верхних поясов диктуется их устойчивостью, а не прочностью, и формулы (3.6) и (3.7) теряют смысл. То же относится к сталеалюминиевым резервуарам для сернистой нефти и ее производных, а также к стальным резервуарам, нижние пояса которых обмотаны высокопрочной проволокой.

Оптимальная высота вертикального резервуара с корпусом переменной толщины в этих случаях должна определяться из условия минимума стоимости: стоимость днища и покрытия равна стоимости корпуса. Это же условие определяет наивыгоднейшие размеры резервуара с плавающей крышей.

6—1635

Для резервуара со стационарной кровлей и понтоном оптимальная высота корпуса определяется из условия: стоимость днища, понтона и покрытия равна стоимости корпуса.

При емкости от 10 000 до 50 000 *м*^{3} наивыгоднейшая высота резервуара становится равной 13,5—18 *м*, а при емкости 100 тыс. *м*^{3} — 21 *м*. Это относится к резервуарам, предназначенным для хранения жидкостей с упругостью паровоздушной смеси не более 200 *мм вод. ст.*

При хранении легкоиспаряющихся жидкостей (бензина, лигроина, сырой нефти с высоким потенциалом бензина и т. п.) оптимальная высота резервуара увеличивается еще на 1—3 *м*, а диаметр соответственно уменьшается.

Высота корпуса должна быть кратной ширине листов резервуарной стали (1,5 *м*), а длина развертки корпуса — кратной длине этих листов (6 *м*) или кратной половине их длины (3 *м*). Для уменьшения протяженности швов желательно применять при толщине 10 *мм* и более листы шириной 1800 или 2000 *мм*, длиной 8000 *мм*, а при толщине до 10 *мм* — рулонную горячекатаную сталь по ГОСТ 8597—57.

В настоящее время на станах для сварки и рулонирования заготовок можно изготовлять полотнища корпуса шириной до 18 *м*. По-видимому, в дальнейшем будет освоено рулонирование полотнищ шириной до 24 *м*. Если толщина нижних поясов крупных резервуаров из углеродистой стали получается больше 16 *мм*, а из стали повышенной или высокой прочности более 14 *мм*, то для возможности рулонирования полотнищ корпуса следует применять обмотку однослойных нижних поясов (толщиной, допускающей рулонирование) высокопрочной проволокой при помощи арматурно-навивочной машины. По исследованиям Е. И. Беленя и Э. Б. Рамазанова, экономически эффективно обматывать нижнюю половину корпуса. Степень обжатия корпуса определяется пределом, за которым круговая форма цилиндра перестает быть устойчивой.

Критическое напряжение для сжатого кольца единичной ширины толщиной δ:

$$\sigma_к = \frac{\pi^2 E}{(\mu\pi r)^2 \frac{12}{\delta^2}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \qquad (3.8)$$

где $\mu\pi r$ — длина дуги окружности цилиндра, в пределах которой происходит выгиб стенки и отрыв от нее проволоки в момент потери устойчивости;

μ — коэффициент, определяемый опытным путем;

$\delta/\sqrt{12}$ — радиус инерции сечения кольца;

λ — гибкость стенки цилиндра на длине выгиба, равная:

$$\pi\sqrt{\frac{E}{\sigma_к}}.$$

Формулу (3.8) можно получить аналитически по методике, предложенной В. И. Феодосьевым для решения задачи об устойчивости обжатого кольца. В этом случае

$$\mu = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{2F_1\left(\frac{\pi}{2}\right)}{\pi}, \qquad (3.9)$$

где $F_1\left(\frac{\pi}{2}\right)$ — полный эллиптический интеграл первого рода с модулем от 0 до 10°.

Величины $2F_1\left(\frac{\pi}{2}\right)$ для такого модуля близки к π, однако зависимость μ от δ/r аналитическим путем пока не найдена. Поэтому приходит-

ся пользоваться экспериментально полученной зависимостью: при $\delta/r = 1/500$ $\mu = 0,02$; при $\delta/r = 1/1000$ $\mu = 0,01$; при $\delta/r = 1/2000$ $\mu = 0,005$; при $\delta/r = 1/3000$ $\mu = 0,0033$.

В случае обжатия тонкостенного цилиндра обмоткой, расположенной лишь на части его длины, значение критического усилия повышается.

При обжатии цилиндрической оболочки высокопрочной проволокой в последней происходит потеря предварительного напряжения в результате упругой деформации оболочки. Для вычисления расчетных усилий в стенке предварительное натяжение обмотки можно определять по формуле

$$P = N\left[1 + \frac{(EF)_{\text{обм}}}{(EF)_{\text{цил}}}\right], \qquad (3.10)$$

где P — начальное натяжение в обмотке;
N — необходимое начальное сжимающее усилие в цилиндре;
$(EF)_{\text{обм}}$ — жесткость обмотки при растяжении;
$(EF)_{\text{цил}}$ — жесткость оболочки при сжатии.

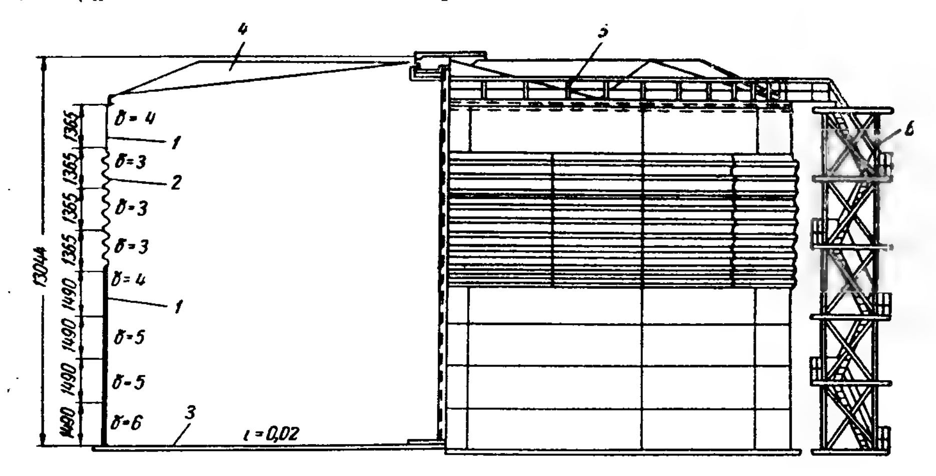


Рис. 3.16. Опытный резервуар емкостью 5000 $м^3$

1 — гладкие пояса корпуса; 2 — гофрированные пояса; 3 — днище; 4 — складчато-коническая кровля; 5 — ограждение кровли; 6 — лестница

Модуль упругости: прокатной углеродистой и низколегированной стали — 2 100 000 *кГ/см*², прокатной высокопрочной стали — 2 050 000 *кГ/см*², холоднотянутой высокопрочной проволоки — 1 800 000 *кГ/см*².

Нижнее критическое напряжение для предварительно напряженной части корпуса резервуара по формуле Ч. Эймера — Э. Рамазанова:

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{0,58}{r}\sqrt{(E\delta)_{\text{цил}}(E\delta)_{\text{обм}}}.$$

Выбор типа кровли зависит от условий эксплуатации резервуара. При относительно небольшом избыточном давлении в паровоздушном пространстве резервуара (до 200 *мм вод. ст.*) рационально применение висячей кровли шатрового типа (рис. 3.16), щитовой конической (см. рис. 3.6) и сферической кровли (см. рис. 3.5, рис. 3.15), складчато-конического покрытия (рис. 3.16). При повышенном избыточном давлении в газовом пространстве резервуара (1000—3000 *мм вод. ст.*) более целесообразны сфероцилиндрическая кровля (см. рис. 3.13) и сфероидальная кровля, ввиду улучшения условий их работы на давление паровоздушной смеси по сравнению с висячей, конической, сферической и складчато-конической кровлями.

Толщина каждого пояса вертикального цилиндрического резервуара вначале определяется по безмоментной теории

$$\delta = \frac{(n_1 \gamma h + n_2 p) r}{m R_{\text{р}}^{\text{св}}}, \qquad (3.11)$$

где n_1 — коэффициент перегрузки для гидростатического давления, равный 1,1;

n_2 — коэффициент перегрузки для избыточного давления паровоздушной смеси, равный 1,15;

γ — удельный вес жидкости;

h — расстояние от высшего уровня жидкости до расчетного уровня пояса, который принимается на 30 *см* выше нижней кромки пояса, учитывая частичную заделку каждого пояса в нижележащий, а нижнего — в днище; это объясняется тем, что знаки кольцевого усилия безмоментного состояния и краевого эффекта противоположны;

p — избыточное давление в паровоздушном пространстве резервуара;

r — радиус срединной поверхности данного пояса (часто в расчетах принимают внутренний радиус пояса, так как толщина его еще неизвестна и, кроме того, эти радиусы отличаются друг от друга на 0,03—0,07%, что выходит за пределы требуемой точности статического расчета резервуара);

m — коэффициент условий работы корпуса резервуара, принимаемый равным 0,8;

$R_{\text{р}}^{\text{св}}$ — расчетное сопротивление сварного шва встык на растяжение, равное при автоматической сварке расчетному сопротивлению основного металла.

В дальнейшем, после расчета сопряжения корпуса с днищем и кровлей и после проверки устойчивости корпуса, толщины поясов уточняются и, если это необходимо, вводятся кольца жесткости.

Расчет зоны соединения нижнего пояса со стенкой без учета углового перемещения нижней кромки корпуса впервые дал В. Г. Шухов. Расчет этого сопряжения с учетом поворота нижней кромки стенки с периферийной полосой днища, обминающей песчаное основание, разработан М. К. Сафаряном и М. Н. Ручимским и приводится ниже.

Неизвестные (изгибающий момент M_0 и поперечная сила Q_0) определяются методом сил (рис. 3.17). Изгиб стенки и днища приводится к расчету конструкций на упругом основании с применением гипотезы Винклера.

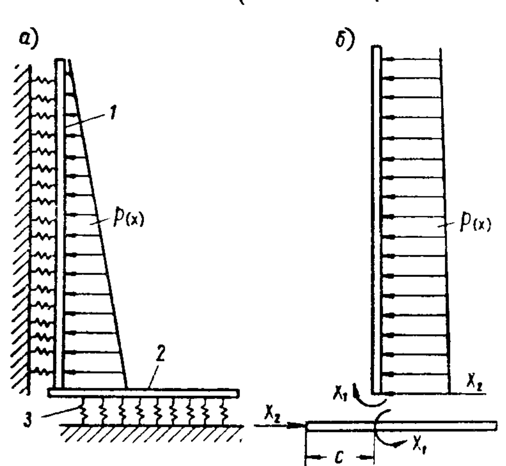


Рис. 3.17. Сопряжение корпуса с днищем

а — расчетная схема; *б* основная система и действующие нагрузки; *1* — стенка; *2* — днище; *3* — упругое основание

Канонические уравнения метода сил при условии нерастяжимости днища:

$$\left(\delta_{11}^{\text{ст}} + \delta_{11}^{\text{дн}}\right) M_0 + \delta_{12}^{\text{ст}} Q_0 + \Delta_{1p}^{\text{ст}} + \Delta_{1p}^{\text{дн}} = 0; \qquad (3.12)$$

$$\delta_{21}^{\text{ст}} M_0 + \delta_{22}^{\text{ст}} Q_0 + \Delta_{2p}^{\text{ст}} = 0. \qquad (3.13)$$

Цилиндрическая жесткость стенки

$$D_{\text{ст}} = \frac{E \delta_{\text{ст}}}{12(1 - \mu^2)}, \qquad (3.14)$$

где $\delta_{ст}$ — толщина нижнего пояса корпуса;
μ — коэффициент Пуассона.

Условный коэффициент постели стенки

$$K_{ст} = \frac{E\delta_{ст}}{r_{ст}^2}. \tag{3.15}$$

Характеристика стенки как балки на упругом основании (коэффициент деформации)

$$m_{ст} = \sqrt[4]{\frac{K_{ст}}{4D_{ст}}}. \tag{3.16}$$

Единичные перемещения стенки:

$$\delta_{11}^{ст} = \frac{1}{D_{ст} m_{ст}};\ \delta_{12}^{ст} \frac{1}{2D_{ст} m_{ст}^2};\ \delta_{22}^{ст} = \frac{1}{2D_{ст} m_{ст}^3}. \tag{3.17}$$

Грузовые члены для стенки:

$$\Delta_{1p}^{ст} = \frac{n_1\gamma H + n_2 p}{HK_{ст}}; \tag{3.18}$$

$$\Delta_{2p}^{ст} = \frac{n_1\gamma H + n_2 p}{K_{ст}}. \tag{3.19}$$

Цилиндрическая жесткость периферийной части днища

$$D_{дн} = \frac{E\delta_{дн}^3}{12(1-\mu^2)}, \tag{3.20}$$

где $\delta_{дн}$ — толщина окрайков днища.

Коэффициент постели упругого основания можно принять $K_{дн} = 5$ *кГ/см³* (это соответствует песку средней крупности).

Характеристика днища как балки на упругом основании

$$m_{дн} = \sqrt[4]{\frac{K_{дн}}{4D_{дн}}}. \tag{3.21}$$

Единичное угловое перемещение днища

$$\delta_{11}^{дн} = \frac{1+\varphi^2+2\theta^2}{4D_{дн} m_{дн}}, \tag{3.22}$$

где

$$\left.\begin{aligned} \theta &= e^{-mc}\cos mc; \\ \varphi &= e^{-mc}(\cos mc + \sin mc); \end{aligned}\right\} \tag{3.23}$$

c — ширина выступа днища за корпус (см. рис. 3.17).

Грузовой член для днища

$$\Delta_{1p}^{дн} \frac{(n_1\gamma H + n_2 p)\, m_{дн}}{2K_{дн}}(1 - \varphi\psi + 2\theta\xi), \tag{3.24}$$

где

$$\left.\begin{aligned} \xi &= e^{-mc}\sin mc; \\ \psi &= e^{-mc}(\cos mc - \sin mc). \end{aligned}\right\} \tag{3.25}$$

Числовые значения θ, φ, ξ, ψ приведены в ряде справочников и книг, излагающих расчет балок на упругом основании, теорию пластинок и оболочек. Подставляя вычисленные значения коэффициентов канонических уравнений и грузовых членов в уравнения (3.12) и (3.13) и решая их, найдем величины M_0 и Q_0.

Момент, изгибающий днище,

$$M_{дн} = \frac{M_0}{2}\left[1 + \varphi^2 (m_{дн}c)\right] \frac{n_1\gamma H + n_2 p}{2m_{дн}^2} \xi^2 (m_{дн}c). \tag{3.26}$$

Максимальное изгибное напряжение в днище

$$\sigma_{дн} = \frac{6M_{дн}}{\delta_{дн}^2}. \tag{3.27}$$

Суммарное продольное растягивающее напряжение у нижнего края первого пояса корпуса

$$\sigma_{ст}^{р} = \frac{n_2 pr}{2\delta_{ст}} + \frac{6M_0}{\delta_{ст}^2}. \tag{3.28}$$

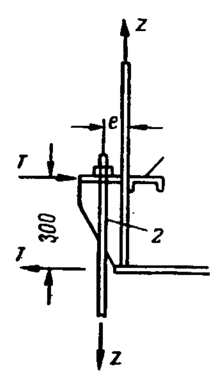


Рис. 3.18. Схема анкерного крепления резервуара

1 — нижнее кольцо жесткости; *2* — анкерный болт

Суммарное продольное сжимающее напряжение в стенке

$$\sigma_{ст}^{сж} = \frac{N_{сж}}{\delta_{ст}} + \frac{6M_0}{\delta_{ст}^2}, \tag{3.29}$$

где $N_{сж}$ — сжимающее усилие, приходящееся на 1 *см* длины кольцевого сечения корпуса у его нижнего края, вызванное нагрузкой от веса покрытия с теплоизоляцией и оборудованием, снегом, вакуумом (обычно 25 *мм вод. ст.*) и весом корпуса резервуара.

Суммарное кольцевое растягивающее напряжение у низа стенки

$$\sigma_{ст}^{кольц} = \frac{(n_1\gamma H + n_2 p)\, r}{\delta_{ст}} - \frac{2r\left(\frac{M_0}{s} + Q_0\right)}{s\delta_{ст}} + \frac{6\,\mu M_0}{\delta_{ст}^2}. \tag{3.30}$$

Второй член этой формулы дает напряжение от кольцевого нормального усилия краевого эффекта, а третий — напряжение от кольцевого изгибающего момента краевого эффекта. Величина, характеризующая длину полуволны затухания краевого эффекта,

$$s = 0{,}78\sqrt{r\delta_{ст}}. \tag{3.31}$$

При избыточном давлении в паровоздушном пространстве резервуара емкостью 5000 $м^3$ и более, превышающем 120 *мм вод. ст.*, приходится предусматривать крепление нижнего пояса корпуса к фундаментным плитам, заложенным в грунт (рис. 3.18).

Под избыточным давлением 200 *мм вод. ст.* при толщине слоя жидкости 300 *мм* края незакрепленного днища поднимаются: в резервуаре емкостью 5000 $м^3$ — на 50 *мм*, а в резервуаре емкостью 10 000 $м^3$ — на 80 *мм*.

Рассмотрим расчет анкерных креплений и нижнего кольца жесткости на примере резервуара для сырой нефти емкостью 2000 $м^3$, рассчитанного на избыточное давление паровоздушной смеси $p = 0{,}1$ $кГ/см^2$.

Отрывающая подъемная сила от избыточного давления с коэффициентом перегрузки $n_2 = 1{,}15$ за вычетом веса резервуара (без днища) с коэффициентом недогрузки $n_3 = 0{,}9$:

$$s = n_2 p\,\frac{\pi D^2}{4} - n_3 G = 183\,T.$$

Ось анкерных болтов отнесена по внешней нормали на 85 *мм* от наружной поверхности нижнего пояса корпуса; поэтому диаметр окружности, на которой расположены болты,

$$D_0 = 15{,}2 + 2\cdot 0{,}085 = 15{,}37\ м.$$

При избыточном давлении 1000 *мм вод. ст.* и более ветровую нагрузку при расчете анкеров можно не учитывать.

Принимаем число болтов $n=20$ и расстояние между болтами 2,41 *м*. Тогда растягивающее усилие в болте

$$N = \frac{s}{n} = 9,15\ T.$$

Площадь болта (нетто) из углеродистой стали

$$F_{\text{нт}} = \frac{N}{mR} = 6,7\ см^2,$$

где $m=0,65$ — коэффициент условий работы анкерных болтов, работающих на растяжение.

Принимаем анкерный болт М36, имеющий площадь сечения по резьбе $F_{\text{нт}} = 7,3\ см^2$.

Расчетная величина грунтового противовеса (рис. 3.19) для анкерного болта (расчетное вертикальное усилие, удерживающее анкер в грунте):

$$G = m\gamma Fh\left(1 + \frac{2h}{a}\operatorname{tg}\varphi\right),$$

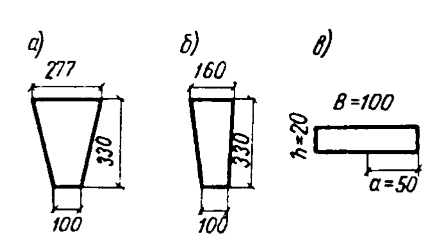


Рис. 3.19. Сечения пирамиды грунта

а — вертикальный разрез диаметральной плоскостью; *б* — вертикальный разрез вдоль болтовой окружности; *в* — вертикальная проекция железобетонной плиты, квадратной в плане

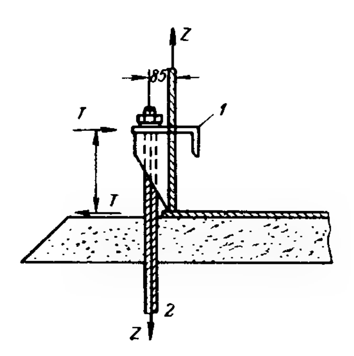


Рис. 3.20. Расчетная схема низа анкера и железобетонной плиты

1 — уголок анкерного крепления; *2* — анкерный болт

где $m = 0,4$ — коэффициент условий работы закрепления анкера в грунте;

$\gamma = 1,9\ т/м^3$ — объемный вес уплотненного грунта;

$F = 1\ м^2$ — площадь квадратной фундаментной плиты со стороной $a=1\ м$;

$h = 3,3\ м$ — глубина заложения железобетонной плиты;

$\varphi = 30°$ — угол внутреннего трения грунта.

При этих данных

$$G = 0,4 \cdot 1,9 \cdot 1,0 \cdot 3,3\left(1 + \frac{2 \cdot 3,3}{1,0}\,0,577\right) = 12,06\ т.$$

Так как растягивающее усилие в болте $N=9,15\ T$ меньше расчетной величины грунтового противовеса $G=12,06\ T$, условие устойчивости положения резервуара обеспечено.

Принимаем железобетонную плиту размером 1000×1000×200 *мм* (рис. 3.19, *в*).

Интенсивность давления на плиту, направленного снизу вверх.

$$q = \frac{N}{F_{\text{пл}}} = 0,92\ кГ/см^2.$$

Расчетный момент в опасном сечении плиты (рис 3.19, *в*):

$$M = \frac{qa^2}{2} = 1,15\ T \cdot м.$$

Расчетная поперечная сила

$$Q = qa = 4,58\ T.$$

Принимаем бетон марки 200, для которого расчетные сопротивления изгибу и срезу соответственно равны: $R_{\text{изг}} = 100\ кГ/см^2$; $R_{\text{ср}} = 6,4\ кГ/см^2$.

Толщина плиты определяется из условия отсутствия арматуры для восприятия главных растягивающих напряжений:

$$Q \leqslant Q_{\text{пред}},$$

где $Q_{\text{пред}} = mR_{\text{ср}}bh_0$ — предельная несущая способность плиты;

b — длина плиты;

h_0 — рабочая высота плиты;

$$h_0 = h - 2 - 2 - 20 - 4 = 16\ см.$$

Так как $Q=4{,}58\ T$, а $Q_{пред}=mR_{ср}\ bh_0=10\,240\ кГ$, то принятые размеры плиты и марка бетона достаточны. Требуемая площадь сечения арматуры класса AI

$$F_а=\frac{M}{0{,}9h_0\, m_а\, R_а}=3{,}8\ см^2.$$

Принимаем 10 стержней диаметром по 8 *мм* с общей площадью сечения 5,02 *см²*.

Конструируем закладную стальную плиту размером 250×250×16 *мм* (рис. 3.20) и проверяем железобетонную плиту на срез по периметру закладной плиты.

Расчетное сопротивление бетона

$$R=0{,}5\sqrt{R_{изг}\, R_{ср}}=12{,}6\ кГ/см^2.$$

Напряжение среза

$$\tau=\frac{N}{F_{ср}}=11<12{,}6\ кГ/см^2,$$

следовательно, размеры закладной части и рабочая толщина бетона достаточны.

Нижнее опорное кольцо воспринимает сосредоточенные горизонтальные силы, передающиеся от верхних анкерных плит по окружности нижнего пояса корпуса (см. рис. 3.18).

Изгибающий момент $M=Ne=0{,}78\ T\cdot м$.

Высоту столика принимаем $a=0{,}4\ м$ (рис. 3.18).

Проверяем прочность угловых швов, прикрепляющих столик к корпусу, при их толщине 6 *мм*:

$$\sigma_ш=\frac{N}{4\cdot 0{,}7h_ш\, l_ш}+\frac{6M}{4\cdot 0{,}7h_ш\, l_ш^2}=583\ кГ/см^2.$$

Радиальная сила равна:

$$P=\frac{M}{a}=1{,}95\ T.$$

Изгибающий момент в нижнем кольце жесткости $M=0{,}05$, $Pr=0{,}74\ T\cdot м$.

Продольная сила в кольце

$$N=\frac{Pr}{b}=6{,}15\ T,$$

где b — расстояние между соседними анкерами в *м*.

Принимаем кольцо из уголка 140×90×10 *мм*, расположенного широкой полкой горизонтально, и, учитывая работу стенки, включаем в расчетное сечение кольца зону пояса шириной 250 *мм* (толщина нижнего пояса равна 8 *мм*). Таким образом, при расчете принимаем кольцо, имеющее сечение в виде углотавра. Площадь такого сечения $F=42{,}2\ см^2$, момент инерции $I_2=1459\ см^4$, момент сопротивления для внутреннего края сечения $W=158{,}6\ см^3$. Напряжение у внутреннего края кольца

$$\sigma=\frac{N}{F}+\frac{M}{W}=613\ кГ/см^2.$$

Осевое сжимающее напряжение в кольце $\sigma=\frac{N}{F}=146\ кГ/см^2$. Критическое напряжение для кольца с учетом коэффициента условий работы $m=0{,}6$ при проверке устойчивости $\sigma_к=m\frac{3EI}{Fr^2}=226\ кГ/см^2$ превышает расчетное осевое сжимающее напряжение 146 *кГ/см²*, и, следовательно, устойчивость формы кольца обеспечена.

Проектирование крупных вертикальных резервуаров требует решения ряда теоретических вопросов, одним из которых является проверка устойчивости формы корпуса переменной толщины. Первый расчет устойчивости такого корпуса сделал институт Гипроспецпромстрой в 1961 г. при проектировании резервуара со сферической кровлей емкостью 10 000 *м³* для нефтебазы на ст. Никольское [36].

Корпус имеет высоту $H=11\,860\ мм$ и радиус $r=17\,100\ мм$ (по внутренней поверхности нижнего пояса). Толщины поясов назначены по расчету на прочность (рис. 3.21). В 1961 г. резервуар построили и испытали на вес покрытия (80 *кГ/м²*) и вакуум (45 *кГ/м²*). Ветер, снег и теплоизоляция на кровле во время испытания отсутствовали.

Продольное сжимающее напряжение в самых тонких поясах от веса кровли и вакуума

$$\sigma_1 = \frac{pr}{2\delta} = 21{,}4\ кГ/см^2.$$

Оболочка корпуса настолько тонка, что ее начальные радиальные перемещения в несколько раз больше толщины стенки. Поэтому задача проверки устойчивости корпуса может быть решена только в нелинейной постановке. При определении нижнего критического напряжения при осевом сжатии $\left(\sigma_{1к} = 2{,}35 \sqrt{\frac{\delta}{r} \cdot \frac{E\delta}{r}}\right)$ расчет следует производить по наименьшей толщине стенки корпуса, так как при центральном сжатии по высоте оболочки переменной толщины образуется несколько мелких волн и верхние пояса могут «выхлопнуть», в то время как средние и нижние пояса сохранят устойчивость. При вакууме по высоте оболочки всегда образуется одна полуволна и поэтому при расчете на вакуум переменную толщину стенки следует заменять средней толщиной

$$\delta = \frac{1}{n} \sum \delta_i = 0{,}8\ см.$$

Кольцевое сжимающее напряжение от вакуума

$$\sigma_2 = \frac{pr}{\delta} = 9{,}6\ кГ/см^2.$$

Нижнее критическое напряжение при радиальном сжатии по формуле П. Ф. Папковича — Х. М. Муштари равно:

$$\sigma_{2к} = 0{,}55 \frac{E\delta}{H} \sqrt{\frac{\delta}{r}} = 16{,}9\ кГ/см^2.$$

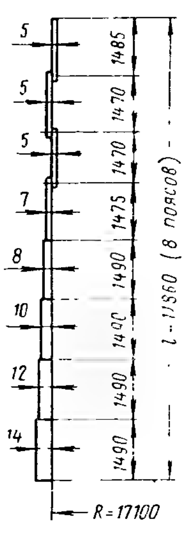


Рис. 3.21. Сечение корпуса резервуара емкостью 10 000 $м^3$

Точного решения задачи устойчивости весьма тонкой цилиндрической оболочки при совместном действии осевого сжатия и радиального наружного давления в нелинейной постановке пока не имеется.

Приближенное условие сохранения устойчивости тонкой цилиндрической оболочки при совместном действии осевого и радиального сжатия определяется выражением

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{1к}} + \frac{\sigma_2}{\sigma_{2к}} \leqslant 1, \qquad (3.32)$$

где σ_1 и σ_2 — расчетные продольное и кольцевое напряжения;

$\sigma_{1к}$ и $\sigma_{2к}$ — нижние критические напряжения при раздельном действии осевого и радиального сжатия.

В приводимом примере расчета

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{1к}} + \frac{\sigma_2}{\sigma_{2к}} = 1{,}44 > 1.$$

и, следовательно, устойчивость формы корпуса не обеспечена.

Действительно, во время испытаний, проведенных ВНИИСТ, при заполнении резервуара водой на высоту нижнего пояса (1,5 *м*), когда вакуум был доведен до 45 *мм вод. ст.*, наступила потеря устойчивости верхних поясов: наблюдались хлопки и у поясов толщиной 5 и 7 *мм* образовались вмятины. Для обеспечения устойчивости верхних поясов корпуса следует увеличить их толщину или ввести ребра жесткости.

Стропильные конические покрытия с радиальными балками, прогонами, связями и стальным настилом толщиной 2,5 *мм*, разработанные в 1949 г. институтом Промстройпроект, весьма трудоемки и относительно тяжелы. В 1952 г. было предложено щитовое покрытие из центрального круглого элемента и жестких габаритных секторов, опирающихся на колонну и корпус резервуара (см. рис. 12.7).

В настоящее время щитовое покрытие является основным для типовых резервуаров. Габаритные щиты заводского изготовления (см. рис.

3.6, 3.11, 3.12) имеют каркас из швеллеров, двутавров и уголков, покрытый листовым настилом толщиной 2,5 *мм*; с одной стороны радиально расположенных балок предусмотрен свес настила 27 *мм*, обеспечивающий соединение щитов внахлестку. Щиты с установочными косынками монтируют без лесов, при помощи поворотной стрелы, установленной на центральной стойке резервуара (рис. 3.22). Щитовые покрытия резервуаров емкостью до 5000 $м^3$ экономичны, малотрудоемки и удовлетворяют

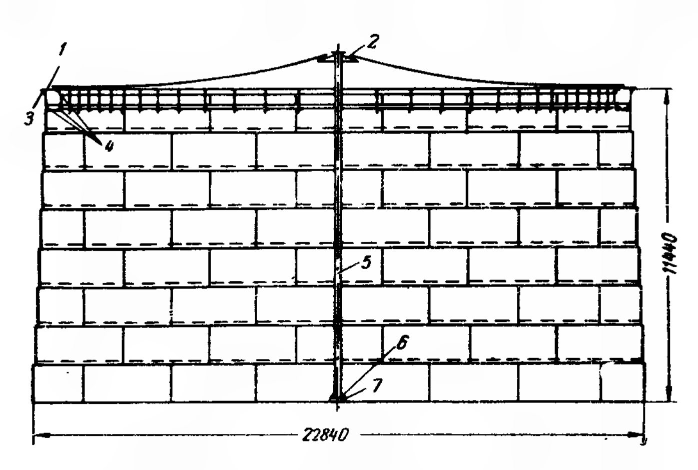


Рис. 3.22. Резервуар емкостью 5000 $м^3$ с шатровой висячей кровлей

1 — верхний лист коробчатого кольца жесткости; *2* — зонт; *3* — обвязочный уголок; *4* — три остальных уголка кольца жесткости; *5* — центральная стойка кольцевого сечения; *6* — ребро жесткости; *7* - опорная плита

требованиям скоростного монтажа. По сравнению со стропильным покрытием щитовое покрытие резервуара вместимостью 5000 $м^3$ обеспечивает снижение расхода стали около 5,5 *т* и сокращает число монтажных элементов с 300 до 26.

Для резервуаров емкостью 10 000 $м^3$ и более чаще применяется сферическая или сфероидальная кровля, не требующая центральной стойки (см. рис. 3.5, 3.14, 3.15). Для резервуаров объемом до 5000 $м^3$, предназначенных для хранения мазута и темных нефтепродуктов, предложена шатровая висячая кровля (рис. 3.22). В центре резервуара размещается стойка из трубы диаметром 300—500 *мм*, в зависимости от размеров резервуара, оканчивающаяся вверху коническим зонтом диаметром 2—4 *м* из листовой стали толщиной 6—10 *мм*. Пространство между корпусом и стойкой перекрывается стальной кровлей толщиной 2,5—3 *мм*, свободно провисающей под действием собственного веса, теплоизоляции, снега и вакуума. Такая кровля под указанными нагрузками работает на растяжение, за исключением центральной и краевой зон, в которых возникают, кроме того, изгибные напряжения краевого эффекта.

Корпус резервуара с висячей кровлей имеет верхнее коробчатое кольцо жесткости, воспринимающее отрицательный распор нагруженной кровли. Поскольку в условиях основного расчетного режима эксплуатации кольцо сжато, оно должно быть проверено на устойчивость.

Центральную стойку проектируют на $^1/_6$ диаметра выше кольца жесткости с целью обеспечения уклона кровли, необходимого для стока атмосферных осадков. Резервуары с висячей кровлей емкостью до 5000 $м^3$ на 10—15% легче типовых резервуаров с щитовой кровлей. Заготовку висячей кровли при заводском изготовлении сваривают из стандартных листов 2500×1250 *мм* в виде прямоугольного полотнища со сторонами, равными радиусу резервуара и половине периметра кровли. По-

лотнище кровли свертывается в рулон, сердечником которого является центральная стойка резервуара. Испытания, проведенные ВНИИСТ, показали, что висячая кровля может выдержать внутреннее избыточное давление паровоздушной смеси до 200 *мм вод. ст.*

Во избежание обратного уклона висячей кровли, препятствующего стоку дождевой воды и активизирующего коррозию металла, следует назначать угол касательной к меридиональной кривой у нижнего края кровли $\varphi=5°$ (рис. 3.23).

Меридиональное усилие у нижнего края оболочки

$$T_0 = \frac{qR^2}{3(h - R\operatorname{tg}\varphi)}, \tag{3.33}$$

где q — нагрузка на единицу площади горизонтальной проекции кровли от веса покрытия, теплоизоляции, снега и вакуума;
R — радиус кровли по внутренней поверхности жесткости;
h — возвышение центральной стойки над верхом кольца жесткости.

Закон изменения меридионального усилия T_1 в функции абсциссы x

$$T_1 = \frac{qR^3}{3x(h - R\operatorname{tg}\varphi)}. \tag{3.34}$$

При $x=R$ получаем формулу (3.33).

Под действием нагрузки, действующей сверху вниз, уклон кровли у края уменьшится и уравнение меридиональной кривой срединной поверхности висячей оболочки будет иметь следующий вид:

$$y = \frac{h}{2q}\left(\frac{x^3}{R^3} - \frac{3x}{R} + 2\right). \tag{3.35}$$

Продольная сила, действующая на центральную стойку,

$$N = \frac{\pi D^2}{4} q,$$

где D — диаметр кровли по внутреннему краю кольца жесткости.

Уместно заметить, что при жесткой кровле на центральную стойку передается лишь треть нагрузки на кровлю, а две ее трети воспринимаются корпусом резервуара.

При кратковременном хранении сырой нефти и бензина в резервуарах емкостью 10 000—50 000 $м^3$ и более рационально применение плавающей крыши, позволяющей значительно сократить потери при хранении легкоиспаряющихся жидкостей.

ЦНИИПроектстальконструкция спроектированы такие резервуары емкостью от 10 000 до 50 000 $м^3$.

Уменьшение толщины листов нижних поясов может быть достигнуто обмоткой этих поясов (толщиной, допускающей рулонирование) высокопрочной проволокой на арматурно-навивочной машине.

Стыки проволоки делаются внахлестку с обмоткой вязальной проволокой диаметром 2 *мм*. Затвор по периметру плавающей крыши может быть следящим, шторным или мягким из бензостойкого бельтинга (рис. 3.24 и 3.25). Вверху корпуса (рис. 3.26) предусматривается кольцевой балкон, соединенный с землей наружной лестницей, а с плавающей крышей — внутренней качающейся лестницей, шарнирно прикрепленной к верху корпуса

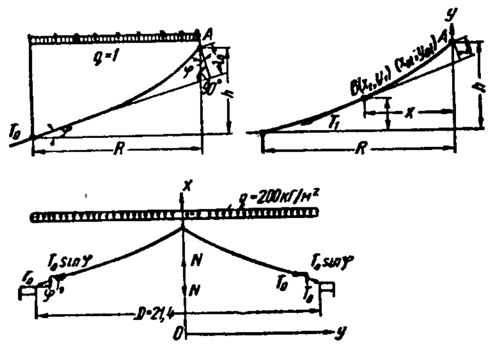
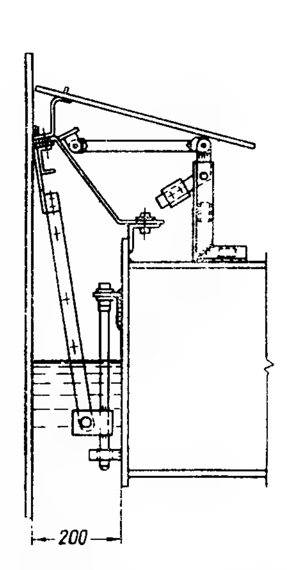


Рис. 3.23. Расчетные схемы висячей кровли резервуара емкостью 5000 $м^3$



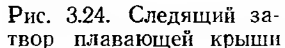


Рис. 3.24. Следящий затвор плавающей крыши

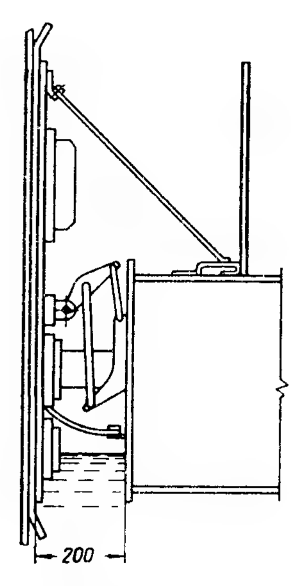


Рис. 3.25. Шторный затвор плавающей крыши

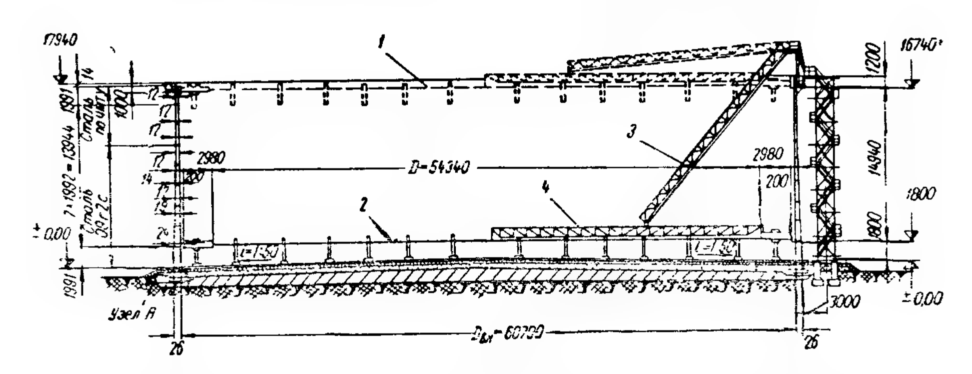


Рис. 3.26. Резервуар с плавающей крышей емкостью 50 тыс. $м^3$ (ЦНИИПроектстальконструкция, 1967 г.)

1 — верхнее положение плавающей крыши; *2* — нижнее положение плавающей крыши; *3* — катучая лестница; *4* — опорная ферма катучей лестницы

резервуара. Низ внутренней лестницы перемещается по крыше в радиальном направлении и потому не препятствует изменению положения крыши по высоте. На нижней стороне плавающей крыши проектируются опоры высотой 1,5—2 *м*, обеспечивающие возможность ремонта крыши и днища опорожненного резервуара. Для обеспечения стока дождевой воды наружной поверхности плавающей крыши придается уклон к ее центру. Удаление воды с крыши производится через гибкий шланг или шарнирную трубу, прикрепленную к центру кровли снизу и снабженную тремя поворотными шарнирами (рис. 3.26). В отечественных конструкциях резервуаров с плавающей крышей или понтоном номинальная ширина кольцевого пространства принята равной 200 *мм*. Резервуары с плавающей крышей имеют люки, лазы, замерные устройства и предохранительные и вакуумный клапаны, размещенные на крыше. Вакуумный клапан необходим для того, чтобы после опорожнения в резервуаре не образовался вакуум, когда крыша занимает низшее положение. При заполнении резервуара предохранительные клапаны служат для выпуска воздуха, заключенного между днищем и крышей в ее нижнем положении.

Плавающая крыша представляет собой либо пустотелый двухдечный диск, либо кольцевой понтон с однодечным диском в центральной

части крыши. Плавающие крыши свариваются из стальных листов толщиной 4—5 *мм* и испытываются на непроницаемость. Воздух, находящийся внутри плавающей кровли, является плохим проводником тепла и уменьшает амплитуду колебаний температуры хранимой жидкости.

Самый крупный резервуар с плавающей крышей для хранения сырой нефти впервые построен в Кувейте. Его емкость около 100 000 $м^3$, диаметр 79,3 *м*, высота 19,5 *м*; корпус состоит из восьми поясов шириной по 2,4 *м*. Днище имеет толщину 6,3 *мм*, а стенка — от 6,3 до 25 *мм*. Резервуар сделан из бейнитной стали марки Т-1*. Допускаемое напряжение для сварных швов на растяжение принято равным 2680 $кГ/см^2$. Резервуары

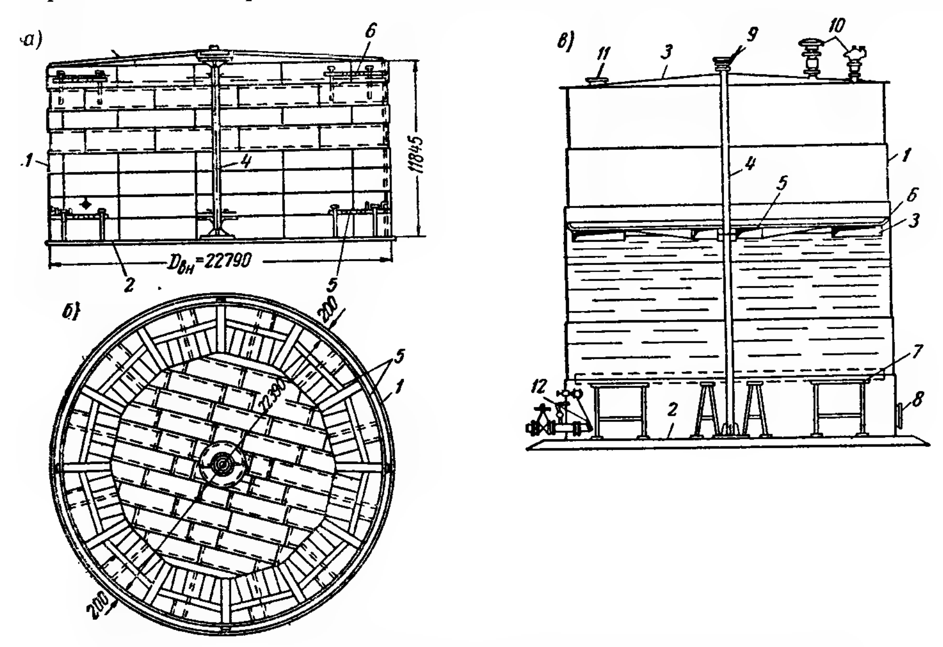


Рис. 3.27. Резервуары со стационарной крышей и стальным понтоном

а — вертикальный разрез резервуара емкостью 5000 $м^3$; *б* — план понтона резервуара емкостью 5000 $м^3$; *в* — вертикальный разрез резервуара емкостью 400 $м^3$; *1* — корпус; *2* — днище; *3* — кровля; *4* — центральная стойка; *5* — понтон; *6* — затвор понтона; *7* — опоры; *8* — лаз; *9* — замерный люк; *10* — дыхательная арматура; *11* — смотровой люк; *12* — хлопушка

с открытой плавающей крышей можно применять лишь в южном и среднем поясах. В северных районах, где возможны снежные заносы, открытые плавающие крыши неприменимы. В этих условиях эксплуатации применяют резервуары с понтоном и стационарной крышей (рис. 3.27).

Герметизирующая способность затвора зависит от плотности его прилегания к корпусу резервуара, степени герметичности самого затвора и объема кольцевого пространства.

Плотность прилегания затвора к корпусу определяется давлением на единицу поверхности затвора

$$q = \frac{P}{F} = \frac{P}{\pi D b}, \qquad (3.36)$$

где P — общее усилие прижатия затвора;
$F=\pi Db$ — поверхность контакта затвора с корпусом;
D — диаметр наружной поверхности затвора;
b — ширина полосы контакта.

---

* Эта сталь соответствует отечественной марке высокопрочной стали 14ХНМФДР (МРТУ 2-22-65), прокатываемой толщиной от 4 до 50 *мм* и имеющей следующие браковочные минимумы основных показателей: $\sigma_{вр}=70$ $кГ/мм^2$; $\sigma_т=60$ $кГ/мм^2$; $\delta_5=16\%$; $a_к=4$ $кГм/см^2$ при —40° С.

Сила трения, возникающая в результате прижатия затвора к корпусу резервуара, и вес понтона с нагрузкой должны быть несколько меньше подъемной силы понтона Q:

$$G_п + G_н + fqF < Q, \tag{3.37}$$

где f — коэффициент трения между затвором и внутренней поверхностью стенки резервуара;

$G_п$ — вес понтона;

$G_н$ — вес оборудования, воды, наливаемой на понтон, обслуживающего персонала и т. п.

Подъемная сила понтона

$$Q = \frac{\pi D_п^2}{4} h\gamma_{макс}, \tag{3.38}$$

где h — глубина погружения понтона;

$D_п$ — диаметр понтона;

$\gamma_{макс}$ — наибольший удельный вес хранимой жидкости.

Положение ватерлинии понтона

$$h = \frac{4 (G_п + G_н + fqF)}{\pi D_п^2 \gamma_{мин}}, \tag{3.39}$$

где $\gamma_{мин}$ — минимальный удельный вес содержимого резервуара.

Высота понтона принимается $h_п \approx 1{,}5\ h$.

Отношение силы прижатия к подъемной силе понтона характеризует эффективность затвора по плотности прилегания

$$K_1 = \frac{qF}{Q} = \frac{4qF}{h\gamma_{макс}\pi D_п^2}.$$

Подставив значение F и h, получим:

$$K_1 = \frac{\pi Dbq}{(f\pi Dbq + G_п + G_н)\dfrac{\gamma_{макс}}{\gamma_{мин}}}. \tag{3.40}$$

Удельное давление, отвечающее реальным условиям работы затвора в резервуаре, составляет $q \approx 0{,}05$ *кГ/см*². Резервуары с плавающей крышей и тем более резервуары с понтоном и стационарной кровлей по капитальным затратам дороже типовых стационарных резервуаров постоянного объема, но разница в их стоимости компенсируется сокращением потерь при хранении сырой нефти и бензина и большой оборачиваемости содержимого резервуара. Применение резервуаров с плавающей крышей особенно целесообразно на нефтепромыслах, оперативных хранилищах нефтеперерабатывающих, нефтехимических и химических заводов, в которых резервуары часто наполняются и опорожняются. В указанных условиях срок окупаемости резервуаров с плавающей крышей оказывается весьма малым (несколько месяцев). В Японии все вертикальные резервуары емкостью более 50 тыс. $м^3$ имеют плавающую крышу. Конструкции резервуаров с плавающей крышей, а также с понтоном и стационарной кровлей приведены в специальном атласе [13].

§ 3. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РЕЗЕРВУАРЫ

Преимущества горизонтальных цилиндрических резервуаров перед другими типами резервуаров заключаются в возможности значительного увеличения внутреннего избыточного давления (до 25 $кГ/см^2$ и более), вакуума (до 1 $кГ/см^2$) и почти полного устранения потерь легкоиспаряющихся жидкостей при хранении; в возможности их поточного изготов-

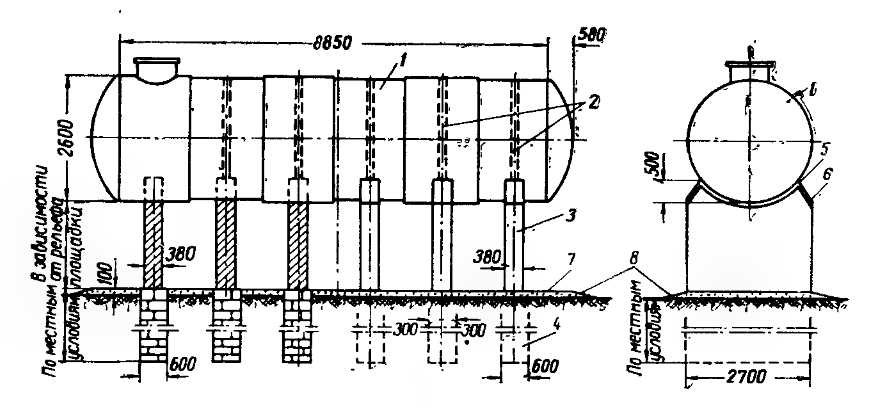
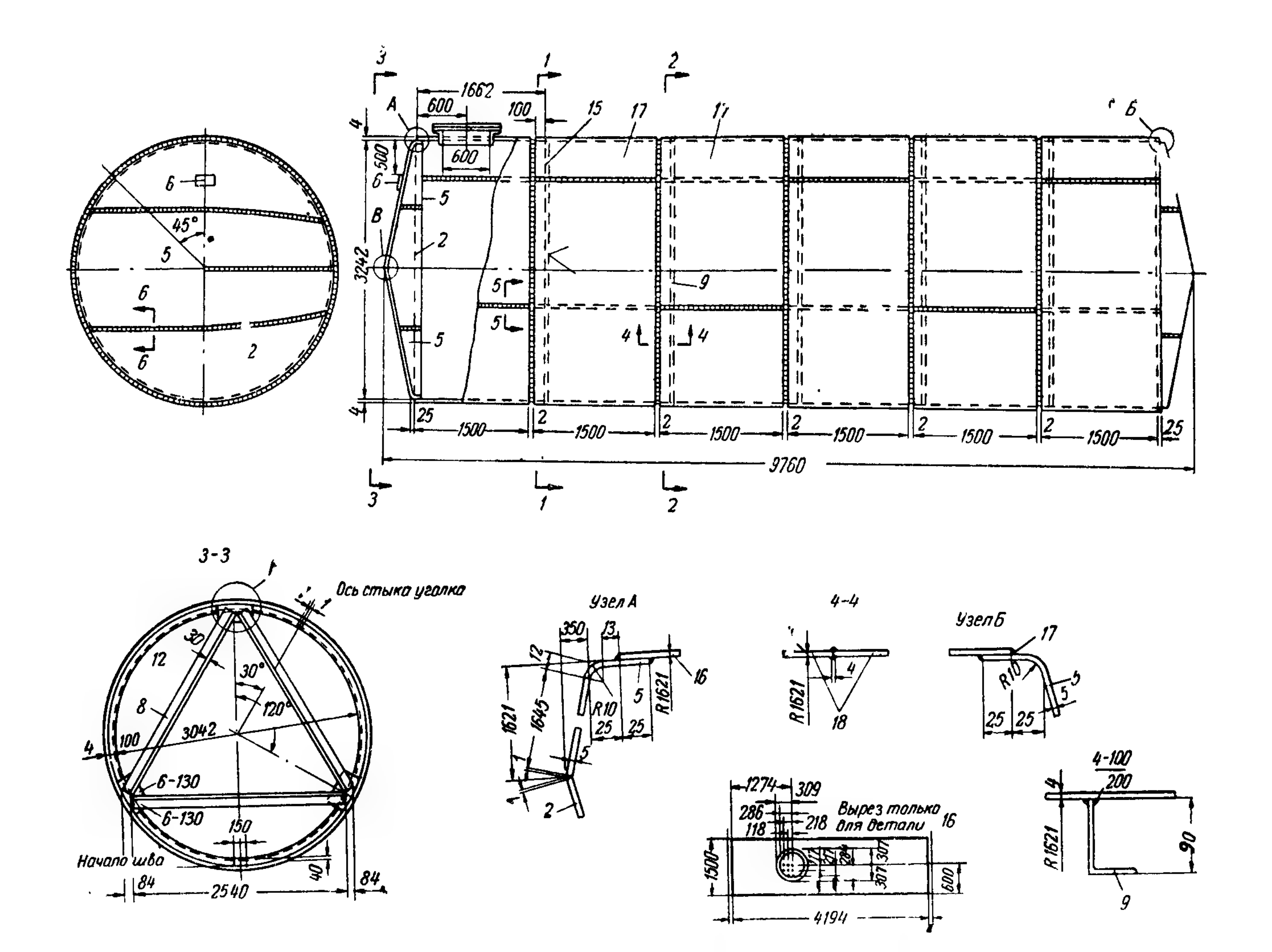


Рис. 3.28. Многоопорный горизонтальный резервуар емкостью 50 $м^3$

1 — резервуар; *2* — кольца жесткости, подкрепленные стержневым треугольником; *3* — седловые опоры из кирпича; *4* — бутовые фундаменты; *5* — прокладка (два слоя толя на битуме); *6* — оштукатурка цементным раствором; *7* — утрамбованный грунт; *8* — глиняная отмостка

Рис. 3.29. Типовой горизонтальный резервуар емкостью 50 $м^3$ с плоскими безреберными днищами

1—19 — номера деталей



3-3
Ось стыка уголка
Начало шва
Узел А
4-4
Узел Б
Вырез только для детали 16
9760
1662
3242
1500
3042
2540
4194
R1621
1645
1621
120°
30°
45°

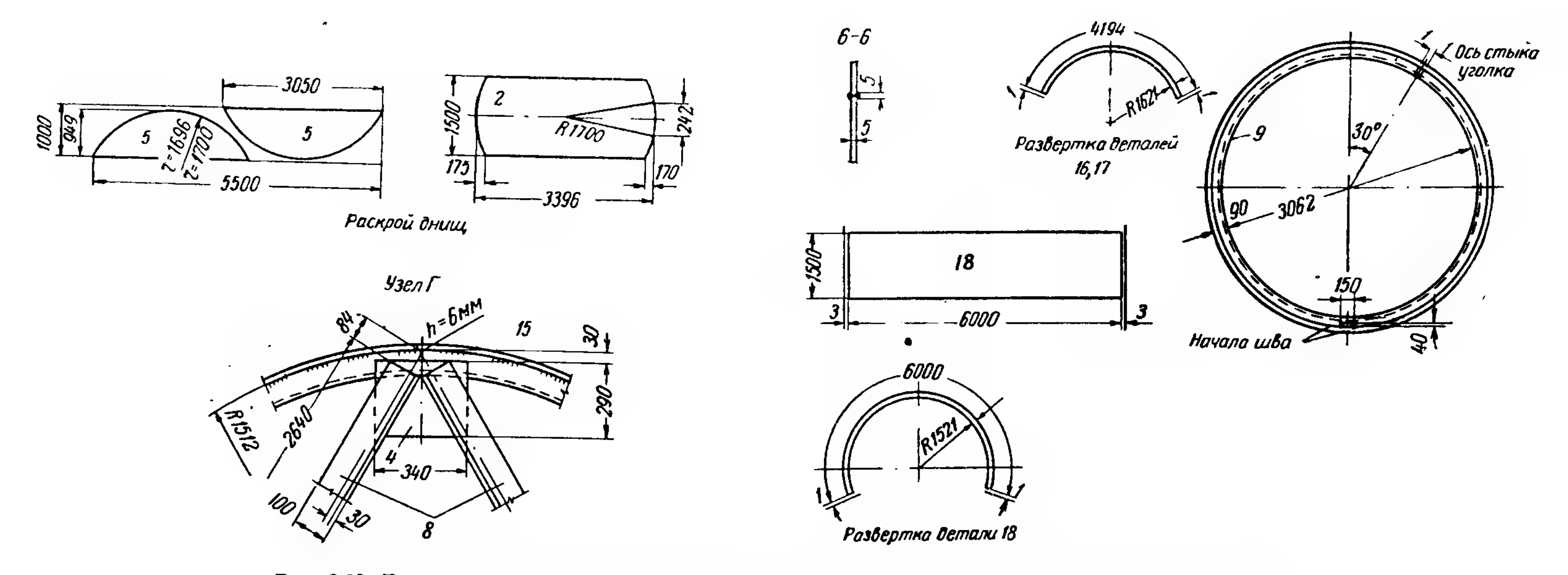
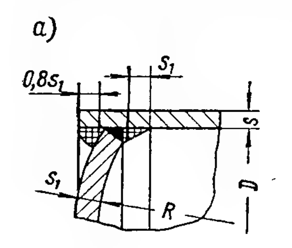


Рис. 3.30. Типовой горизонтальный резервуар емкостью 75 $м^3$ с пологими коническими днищами

1—18 — номера деталей

ления на специализированных заводах с последующим монтажом складов различных жидкостей и сжиженных газов из резервуаров, доставленных в готовом виде на строительную площадку; в удобстве подземной бесказематной установки; в ускорении возведения, вследствие того что их конструкция не имеет ни одного монтажного шва; в удобстве демонтажа склада, состоящего из горизонтальных резервуаров, и его перебазирования.

Внутреннее избыточное давление в горизонтальных резервуарах обычно изменяется (в зависимости от вида жидкости и условий эксплуатации) от 0 до 25 *кГ/см²*, вакуум — от 0 до 1 *кГ/см²*, диаметр — от 1,2 до 4 *м*, длина — от 2 до 30 *м*, толщина стенки — от 3 до 36 *мм*, емкость — от 3 до 400 *м³*.



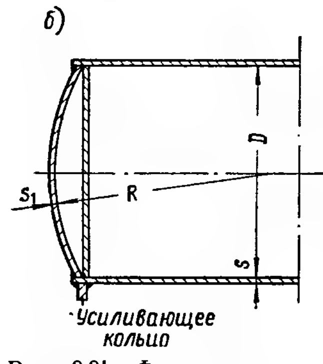


Рис. 3.31. Фрагмент горизонтального резервуара со сферическими неотбортованными днищами

а — вариант без усиления; *б* — вариант с усиливающим кольцом

Таким образом, горизонтальные резервуары являются габаритными конструкциями и допускают их транспортирование в готовом виде на железнодорожных платформах, транспортерах, автомашинах, трайлерах, санных тракторных прицепах, вертолетах или водным путем (на плаву).

Днища горизонтальных резервуаров делают плоскими, коническими, цилиндрическими, сферическими или эллипсоидальными, в зависимости от избыточного давления, диаметра резервуара и технологических условий.

Область применения стационарных горизонтальных резервуаров весьма широка. Они используются в различных отраслях промышленности, строительства и сельского хозяйства, а также на аэродромах и в аэропортах, на автозаправочных станциях, ракетодромах, космодромах и других объектах. Горизонтальные и вертикальные резервуары имеют разные области применения и одинаково необходимы народному хозяйству.

Средняя вместимость горизонтального резервуара равна 15 *м³*. Это объясняется тем. что наряду с крупногабаритными резервуарами объемом 100—350 *м³* и среднегабаритными резервуарами вместимостью 20—80 *м³* изготовляется значительное количество мелких резервуаров емкостью 3—10 *м³*, широко используемых в сельском хозяйстве, химической промышленности, на складах жидкого горючего автозаправочных станций и во многих других сооружениях.

До 1953 г. горизонтальные резервуары емкостью свыше 25 *м³* строили многоопорными (рис. 3.28). Уменьшение числа опор горизонтального резервуара большой емкости с трех — шести до двух [65, 66] позволило одновременно с экономией стали получить значительное снижение расхода материалов на конструкции и фундаменты седловых опор, поддерживающих резервуар, и обеспечить ежегодную многомиллионную экономию народному хозяйству СССР.

В типовых проектах горизонтальных резервуаров для нефтепродуктов ЦНИИПроектстальконструкция предусмотрены плоские мембранные (рис. 3.29) и пологие конические днища (рис. 3.30), в типовых горизонтальных резервуарах под налив жидких химикатов (каталог НИИХиммаш) — сферические неотбортованные днища (рис. 3.31), а в горизонтальных резервуарах под сжиженные газы (нормаль Гипронефтемаш) — эллипсоидальные днища по ГОСТ 6533—53* (рис. 3.32).

Типовые надземные резервуары с плоскими безреберными днищами

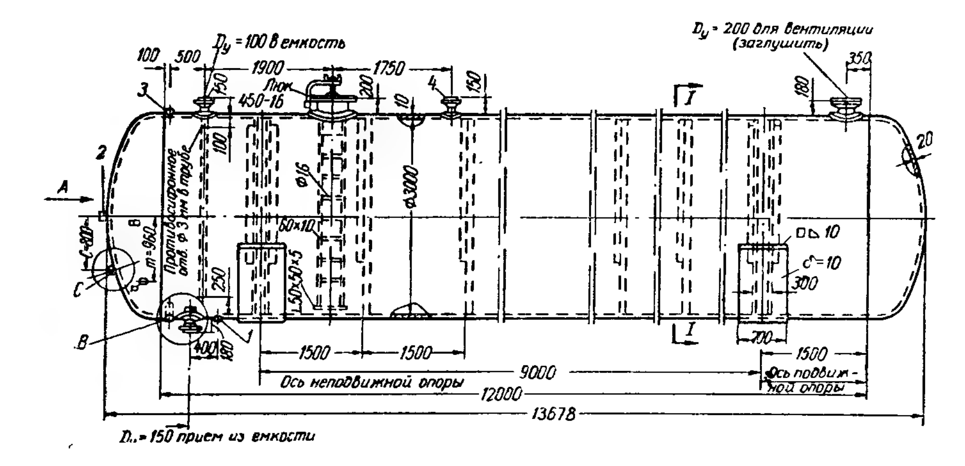


Рис. 3.32. Горизонтальный резервуар с эллипсоидальными днищами для легких фракций бензина емкостью 100 $м^3$

1 — муфта D_y=50 *мм* для спускного незамерзающего клапана; *2* — коротыши из уголка 125×12, длиной 100 *м* для крепления колонки указателя уровня; *3* — муфта D_y =40 *мм* для указателя уровня; *4* — штуцер D_y =100 *мм* для предохранительного и вакуумного клапанов; *5* — муфта D_y =40 *мм* для указателя уровня; *6* — оболочка днища; *7* — провод заземления (медный); *8* — муфта D_y =20 *мм* для термометра; *9* — специальные муфты для вентилей взятия пробы

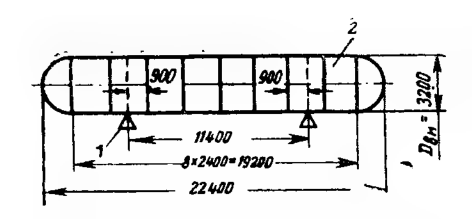


Рис. 3.33. Схема горизонтального резервуара с полушаровыми днищами емкостью 175 $м^3$

1 — опора; *2* — опорное кольцо жесткости; корпус спроектирован из крупноразмерных листов шириной 2400 *мм* ввиду высокого давления (18 $кГ/см^2$)

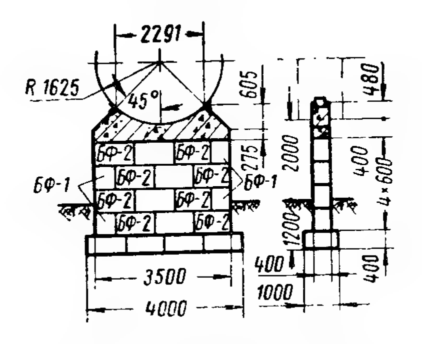


Рис. 3.34. Седловая опора из бетонных блоков высотой 2 *м* для резервуара емкостью 75 $м^3$ с углом охвата 90°

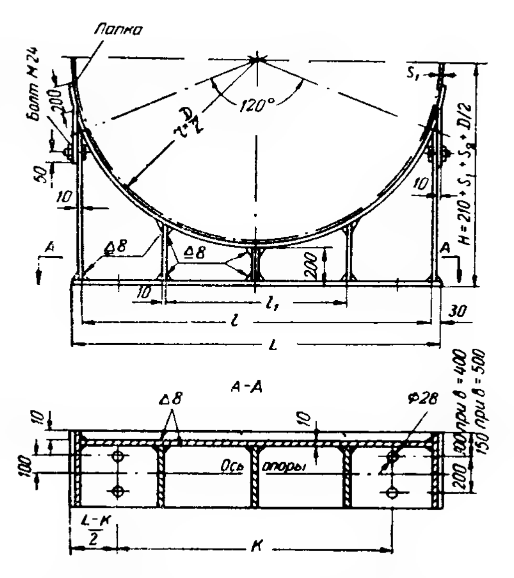


Рис. 3.35. Стальная седловая опора с углом охвата 120° для резервуара под сжиженные газы или для аппарата нефтеперерабатывающего завода

изготовляют емкостью от 3 до 100 $м^3$, диаметром от 1,4 до 0,4 $кГ/см^2$; с пологими коническими днищами — емкостью от 25 до 100 $м^3$, диаметром от 2,86 до 3,25 *м*, давлением до 0,7 $кГ/см^2$; со сферическими неотбортованными днищами — емкостью от 5 до 100 $м^3$, диаметром от 1,4 до 3,2 *м*, давлением от 0,4 до 2 $кГ/см^2$; с эллипсоидальными днищами — емкостью от 25 до 200 $м^3$, диаметром от 2 до 3,4 *м*, давлением от 2 (для легких фракций бензина) до 18 $кГ/см^2$ (для сжиженного пропана).

Резервуары емкостью 100—350 $м^3$ могут изготовляться при небольшом давлении (до 2,5 $кГ/см^2$) с цилиндрическими днищами (см. рис. 3.2), а при среднем и высоком давлении — с эллипсоидальными или полушаровыми днищами (рис. 3.33). Опоры для типовых резервуаров под нефтепродукты и жидкие химикаты делают обычно седловыми с углом охвата 90°, а для резервуаров под сжиженные газы и для аппаратов нефтеперерабатывающих заводов — седловыми с углом охвата 120°. В первом случае опоры делают из сборных бетонных блоков (рис. 3.34) или из бутобетона, а во втором — из железобетона или из стали (рис. 3.35). В табл. 3.4 приведены размеры и веса стальных седловых опор для горизонтальных резервуаров под сжиженные газы, а в табл. 3.5 — размеры стальных частей резервуара, покоящегося на железобетонном постаменте.

Горизонтальный резервуар для сжиженных газов не приваривают к стальным седловым опорам, а соединяют с ними при помощи специальных лапок. На одной из опор резервуар закрепляется неподвижно, а на другой — подвижно. Это достигается устройством овальных отверстий в приваренных к резервуару лапках (рис. 3.36), расположенных у подвижной опоры. При увеличении на 25 *мм* отверстия в направлении перемещения имеется возможность, при изменении температуры на 100°, назна-

Таблица 3.4

Стальные опоры						Резервуары с опорами под сжиженные газы		
длина опоры L в *мм*	расстояние между центрами болтов k в *мм*	ширина опоры b в *мм*	Расстояние между ребрами жесткости в *мм*		вес опоры в *кг*	внутренний диаметр в *мм*	емкость в $м^3$	число опор под резервуар
			e	e_1				
1840	1500	400	1790	1000	296	2000	25	2
2150	1800	400	2090	1200	342	2400	50	2
2650	2200	500	2590	1500	501	3000	100	2
3040	2390	500	2980	1500	574	3400	160	2
3040	2390	500	2980	1500	574	3400	200	2

Таблица 3.5

Внутренний диаметр резервуара D в *мм*	Ширина верха железобетонного постамента L в *мм*	Длина лапки b в *мм*	Расстояние между центрами болтов k в *мм*	Глубина седла железобетонной опоры H в *мм*	Вес подкладного листа сечением 600×10 *мм* в *кг*
2000	2400	400	2100	520	68
2400	2750	400	2450	620	81
3000	3300	500	3000	770	125
3400	3650	500	3350	870	142

чать расстояние между осями опор не более 25/1,2=21 *м* (1,2 *мм* — удлинение резервуара на каждый метр его длины при повышении температуры на 100°). Вертикальная нагрузка на опору находится элементарно, а горизонтальная нагрузка на опору равна:

$$H = 0,15\,N, \qquad (3.41)$$

где N — сила нормального давления на опору;

0,15 — коэффициент трения между резервуаром и опорой.

При значительном температурном перепаде и большом пролете подвижную опору выполняют катковой (рис. 3.37) с соответствующим сни-

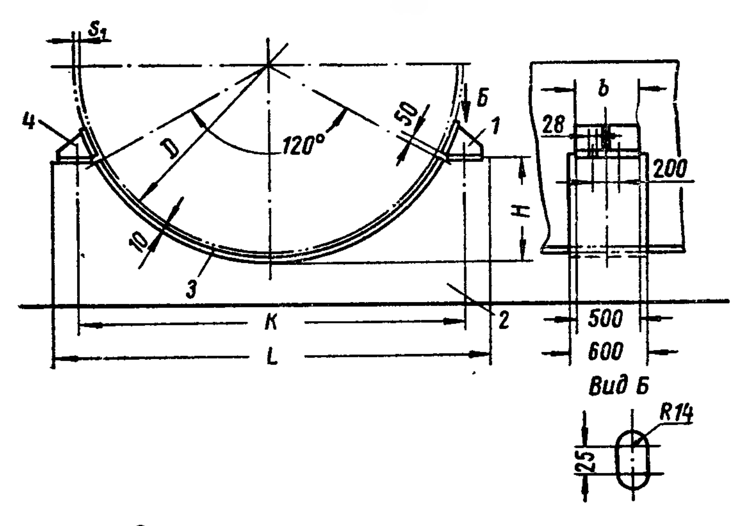


Рис. 3.36. Схема установки резервуара для сжиженных газов на железобетонный постамент с углом охвата 120°

1 — фундаментный болт М24; *2* — железобетонный постамент; *3* — подкладка; *4* — лапка

жением коэффициента в формуле (3.41) до 0,04. Если резервуары устанавливают не на междуэтажное перекрытие, а на землю, то при благоприятных грунтовых условиях горизонтальные резервуары емкостью 75 $м^3$ и более рационально устанавливать на стойки, опирающиеся на два ленточных фундамента (рис. 3.38) или на отдельные фундаменты. Стойки могут быть сборными железобетонными, трубобетонными или стальными кольцевого, крестового или двутаврового сечения.

При слабых грунтах целесообразно применять фундаменты из железобетонных свай, подошву которых можно довести до плотного грунта без устройства глубоких котлованов и траншей. Использование свайных фундаментов сокращает объем земляных работ в 9—12 раз, уменьшает объем бетонных работ в 1,5—2,5 раза и снижает стоимость строительства фундаментов на 30—50%. Предпочтительны сваи квадратного сечения размерами от 250×250 до 400×400 *мм*. Несущая способность таких свай изменяется от 22 до 56 *т*. Погружение свай в грунт может производиться путем вибрирования, а также забивки их копрами или передвижными кранами с подвесными, паровоздушными и дизельными свайными молотами.

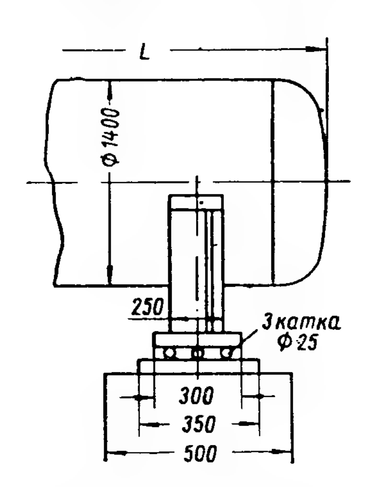


Рис. 3.37. Катковая опора горизонтального резервуара для сжиженных газов

Для резервуаров емкостью 75—350 $м^3$ стоечные опоры оказываются дешевле седловых на 25—60%. Стоимость четырех стальных башмаков резервуара, необходимых при стоечных опорах, не превышает 5% стоимости седловых опор и, следовательно, общая экономия при переходе от седловых опор к стоечным составит 20—55% стоимости седловых опор. Резервуары для концентрированной азотной кислоты, слабого раствора серной кислоты, молока, пива, вина, фосфорной, уксусной, лимонной, яблочной, винной кислот, аммиачной селитры, расплавленного натрия (имеющего широкое применение в ядерной технике), внутреннюю оболочку изотермических резервуаров для ряда сжиженных газов (водорода, азота, кислорода, этилена), а также емкостную и теплообменную аппаратуру установок глубокого охлаждения, рационально изготовлять из алюминия марок А00, А0, А1, АД1 или алюминиевых сплавов марок АМцС, АМг3 и АМг5. Избыточное давление в алюминиевых резервуарах не должно превышать 0,7 $кГ/см^2$; температурная область их применения — от —254 до +150° С.

Емкость горизонтального резервуара

$$V = \pi r^2 l + K_1 r^3, \qquad (3.42)$$

где r — радиус резервуара;

l — длина корпуса;

K_1 — коэффициент, зависящий от формы днищ (при плоских днищах $K_1=0$; при пологих конических с углом раствора 156° $K_1=0{,}762$; при эллипсоидальных $K_1=2{,}094$; при цилиндрических $K_1=5{,}33$).

Поверхность горизонтального резервуара

$$S = 2\pi r l + K_2 r^2, \qquad (3.43)$$

где K_2 — коэффициент, зависящий от формы днищ (при плоских днищах $K_2=6{,}28$; при пологих конических с углом раствора 156° $K_2=6{,}69$; при эллипсоидальных $K_2=8{,}69$; при цилиндрических $K_2=16$).

Расчет горизонтальных резервуаров на осесимметричные нагрузки

(внутреннее избыточное давление, вакуум) и температурные воздействия производится по безмоментной теории оболочек с учетом краевого эффекта (см. часть IV).

В двухопорном резервуаре расчетной длиной

$$l_р = \frac{V}{\pi r^2} \tag{3.44}$$

расстояние между осями опор должно быть равно: $l = 0{,}586\, l_р$ из условия равенства пролетного и опорного моментов от действия поперечной неосесимметричной нагрузки, равномерно распределенной по длине оболочки интенсивностью p ($т/м$).

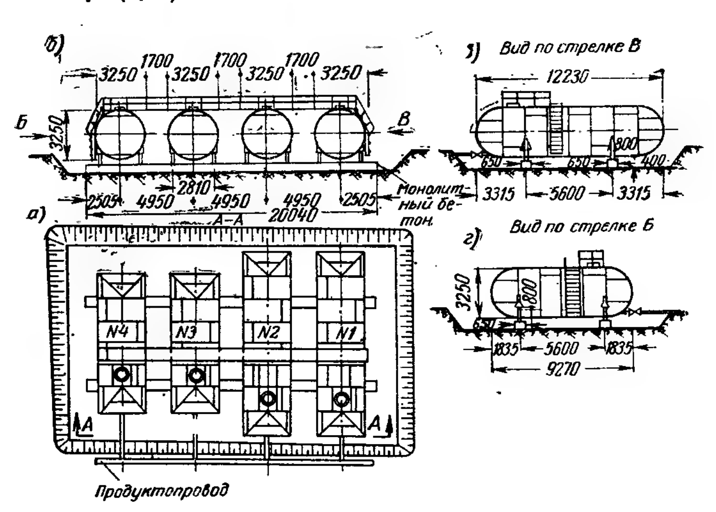


Рис. 3.38. Батарея горизонтальных резервуаров с цилиндрическими днищами на стоечных опорах, установленных на двух ленточных фундаментах

а — план расположения резервуаров; *б* — вид по *А—А*; *в* — схема резервуара емкостью 100 $м^3$; *г* — схема резервуара емкостью 75 $м^3$

В этом случае расчетный момент в опасном сечении корпуса (на опоре или в пролете)

$$M = 0{,}02145\, p l_р^2 \approx \frac{p l_р^2}{47}. \tag{3.45}$$

Наивыгоднейший диаметр резервуара зависит от условий работы: для наливных резервуаров, работающих под небольшим избыточным давлением или вовсе без избыточного давления,

$$D_{опт} \approx 0{,}8\sqrt[3]{V}; \tag{3.46}$$

для резервуаров, испытывающих среднее или высокое избыточное давление,

$$D_{опт} \approx 0{,}6\sqrt[3]{V}. \tag{3.47}$$

В формулах (3.46) и (3.47) указаны средние значения коэффициентов пропорциональности. С увеличением емкости резервуара они уменьшаются, а с уменьшением объема резервуара увеличиваются.

Минимальная толщина корпуса, плоских, конических и цилиндрических днищ для наливных резервуаров, применяемых в сельском и нефтескладском хозяйстве, равна 3—4 *мм* (3 *мм* только для резервуаров емкостью 3—5 $м^3$).

Наименьшая толщина корпуса, плоских, конических, сферических и цилиндрических днищ резервуаров и аппаратов, используемых в нефте-

перерабатывающей, химической и оборонной промышленности, составляет 5 *мм*.

Минимальная толщина эллипсоидальных днищ глубиной, равной четверти диаметра[1], зависит от диаметра корпуса и равна:

при диаметре	1,6 *м*	8 *мм*	
» »	2 »	10 »	
» »	2,4 »	12 »	
» »	3 »	16 »	
» »	3,4 »	20 »	
» »	4 »	22 »	(ГОСТ 6533—53*)

Эллипсоидальные днища из углеродистых, нержавеющих, жароупорных и двухслойных сталей толщиной от 8 до 60 *мм* изготовляют цельноштампованными, штампованными с обкаткой роликом и штампованными. Технологический процесс их изготовления не позволяет применять толщины менее указанных выше.

В некоторых случаях (при избыточном давлении до 0,4 *кГ/см*²) значительную экономию металла может дать изменение формы резервуара при переходе его работы из упругой в упруго-пластическую стадию.

Так, например, применение типовых горизонтальных резервуаров с плоскими мембранными днищами, разработанных ЦНИИПроектстальконструкция в 1954 г., позволило сэкономить 30% стали благодаря уменьшению толщин днищ и корпуса, исключению ребер жесткости днищ, улучшению конструкции колец жесткости (вальцовки уголка «на спинку», а не «на перо», как ранее), устранению треугольников жесткости в промежуточных кольцах, переходу от многоопорных резервуаров к двухопорным (рис. 3.29).

В месте сопряжения плоского безреберного днища с корпусом при повышении избыточного давления до 0,4 *кГ/см*² возникают пластические деформации, приводящие к изменению формы днища и соответственно к изменению его расчетной схемы и характера работы.

В дальнейшем, с целью повышения прочности, жесткости конструкции и возможности увеличения внутреннего давления до 0,7 *кГ/см*² ЦНИИПроектстальконструкция были разработаны резервуары с пологими коническими днищами.

В 1961—1962 гг. типовые горизонтальные резервуары с плоскими и коническими днищами были пересмотрены ЦНИИПроектстальконструкция с добавлением конструкций, изготовляемых рулонным способом, сваркой встык в обоих направлениях и других современных технических решений. Расход стали в таких резервуарах емкостью от 3 до 100 *м*³ изменяется от 50 до 100 *кГ/м*³, причем наименьший расход относится к максимальной вместимости (100 *м*³), предусмотренной в типовых проектах. Резервуары рассчитаны на нефтепродукты с максимальным удельным весом 0,9 *т/м*³, внутреннее избыточное давление 0,4—0,7 *кГ/см*² или вакуум 100 *мм вод. ст.* (0,01 *кГ/см*²). Опоры для них приняты седловыми толщиной 300—600 *мм* в зависимости от объема резервуара; центральный угол охвата резервуара седловой опорой принят равным 90°.

При избыточном давлении 0,7—2,5 *кГ/см*² целесообразнее применять цилиндрические, а при давлении более 2,5 *кГ/см*² — эллипсоидальные и полушаровые днища. Толщина цилиндрических и эллипсоидальных днищ (глубиной, равной четверти диаметра) равна толщине стенки корпуса резервуара.

---

[1] Такая глубина эллипсоидальных днищ наиболее рациональна с точки зрения максимального снижения напряжений краевого эффекта и позволяет назначать толщину днищ равной толщине корпуса. Толщину заготовки выпуклых отбортованных днищ приходится увеличивать на 2 *мм* для компенсации вытяжки металла при горячей штамповке и потерь на окалину.

Толщина полушаровых днищ меньше толщины стенки корпуса (рис. 3.39), она составляет от $^2/_3$ до $^3/_4$ толщины корпуса (расчетная толщина полушарового днища вдвое меньше толщины стенки корпуса).

Вес оболочки, отнесенной к 1 $м^3$ геометрической емкости резервуара (при расчетном давлении p), равен:

$$q = 1{,}5\,K\frac{\gamma np}{mR}, \qquad (3.48)$$

где

$$K = \frac{a + 2b}{1 + 1{,}5\,b};$$

a — отношение проектной и расчетной толщин полушарового днища, составляющее обычно 1,33—1,5;
b — отношение длины корпуса к его диаметру;
γ — удельный вес металла;
n — коэффициент перегрузки для внутреннего давления;
m — коэффициент условий работы, равный 0,8;
R — расчетное сопротивление сварного шва встык растяжению.

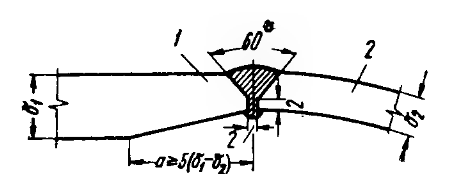


Рис. 3.39. Сопряжение корпуса и полушарового днища резервуара среднего и высокого давления

1 — корпус; *2* — полушаровое днище

При избыточном давлении 2,5—18 $кГ/см^2$ отношение b изменяется от 3 до 6. Это соответствует значению диаметра $D \approx 0{,}6\sqrt[3]{V}$, где V — емкость резервуара.

Рассчитывать корпус резервуара на поперечные неосесимметричные нагрузки (гидростатическое давление, ветровую нагрузку, обледенение и т. п.) при критерии

$$\frac{\delta l^2}{r^3} \geqslant 10 \qquad (3.49)$$

следует как балку кольцевого сечения, а при

$$\frac{\delta l^2}{r^3} < 10 \qquad (3.50)$$

— как цилиндрическую оболочку с учетом искажения первоначальной формы поперечного сечения и его депланации.

В формулах (3.49) и (3.50) l — пролет резервура; r — радиус корпуса; δ — толщина стенки резервуара.

При отношении $r/\delta \leqslant 200$ промежуточные кольца жесткости не требуются. При большем отношении радиуса к толщине в каждом поясе резервуара устанавливают одно или два кольца жесткости, привариваемых к оболочке.

Для ребристых оболочек (подкрепленных промежуточными кольцами) в последние две формулы надо вместо δ подставить $\sqrt{\delta\delta_{пр}}$, где

$\delta_{пр} = \sqrt[3]{\frac{12I}{a}}$ — приведенная толщина оболочки;

I — момент инерции сечения промежуточного кольца жесткости вместе с полосой оболочки шириной, равной шагу колец относительно общей нейтральной оси;
a — шаг промежуточных колец.

Наличие колец жесткости приближает работу оболочки к работе конструкции как балки кольцевого сечения при ее расчете на поперечные неосесимметричные нагрузки.

На собственный вес и на сейсмические воздействия горизонтальный резервуар надо рассчитывать как балку кольцевого сечения при любом отношении геометрических размеров.

При расчете на неосесимметричную нагрузку корпуса резервуара как конструктивно ортотропной оболочки неизменяемость опорных сечений обеспечивается днищами (если опоры расположены против днищ) или диафрагмами (если днища находятся на концах консольных участков корпуса).

Наиболее удобно рассчитывать такие оболочки на основе полумоментной теории В. З. Власова и предложений В. В. Новожилова, которые заключаются в следующем: 1) пренебрегают касательным перемещением v в выражении поперечной (кольцевой) изгибной деформации $\varkappa$; 2) исключают из второго дифференциального уравнения равновесия элемента оболочки член, содержащий поперечную силу Q_2. В результате разложения нагрузки в ряд Фурье, постановки граничных условий и решения системы дифференциальных уравнений получим выражения искомых усилий и перемещений для ортотропной оболочки, свободно опертой по концам:

продольное нормальное усилие

$$N_1 = m \cos k\xi \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos n\theta; \tag{3.51}$$

поперечный (кольцевой) изгибающий момент

$$M_2 = r \cos k\xi \sum_{n=2}^{\infty} B_n \cos n\theta; \tag{3.52}$$

касательное усилие

$$T = \frac{\pi^2}{8} km \sin k\xi \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{n} \sin n\theta; \tag{3.53}$$

кольцевое нормальное усилие

$$N_2 = -\frac{\pi}{4} r \cos k\xi \left(\frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n\theta \right); \tag{3.54}$$

прогиб центра упругой линии оболочки как балки кольцевого сечения

$$f = \frac{l^4}{\pi^4 E\delta r^2} (a_1 + b_1) \tag{3.55}$$

не должен превышать $^1/_{600}$ пролета;

радиальное (нормальное) перемещение произвольного элемента оболочки

$$w = \frac{12 r^3}{Ec^3\delta^3} \cos k\xi \sum_{n=2}^{\infty} \frac{B_n}{n^2 - 1} \cos n\theta \tag{3.56}$$

не должно превышать удвоенной толщины стенки и $^1/_{100}$ радиуса.

Расчетная схема горизонтального цилиндрического резервуара, опертого по концам, приведена на рис. 3.40.

Принятые обозначения:

$\xi = \frac{x}{r}$ и $\theta = \frac{s}{r}$ — относительные цилиндрические координаты оболочки;

$m=\frac{2\sqrt{3}\,r}{\delta}$ и $k=\frac{\pi r}{l}$ — геометрические характеристики оболочки;

$c=\frac{\delta_{пр}}{\delta}$ — отношение приведенной толщины ортотропной оболочки к ее геометрической толщине (для изотропной оболочки $c=1$);

$$A_1=-\frac{r}{mk^2}(a_1+b_1); \tag{3.57}$$

$$A_n=-\frac{rmk^2n^2}{m^2k^4+c^3n^8}\left(a_n+\frac{b_n}{n}\right); \tag{3.58}$$

$$B_n=\frac{c^3rn^6}{m^2k^4+c^3n^8}\left(a_n+\frac{b_n}{n}\right), \tag{3.59}$$

n — номер члена ряда.

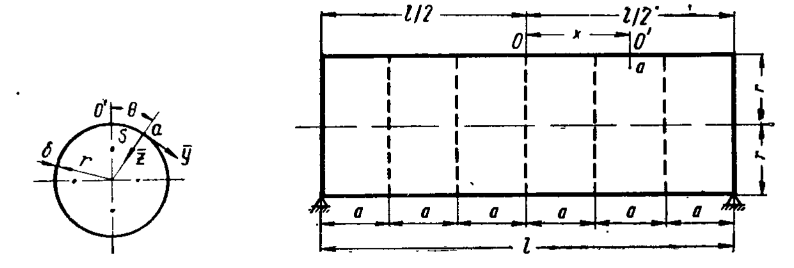


Рис. 3.40. Расчетная схема горизонтального цилиндрического резервуара, опертого по концам

При радиальных нагрузках (гидростатическое давление, ветровая нагрузка) компонента $\bar{Y}$ (рис. 3.40) отсутствует и коэффициенты b_1 и b_n обращаются в нуль. Быстрее всего сходятся ряды для касательного усилия T и для нормального перемещения w (для них достаточно брать 2—4 члена); для продольного и кольцевого нормальных усилий необходимо учитывать 3—5 членов и для поперечного изгибающего момента — 4—10 членов.

Сказанное относится к расчету изотропных оболочек. Сходимость рядов для ортотропных оболочек улучшается и при расчете последних число членов ряда может быть уменьшено вдвое по сравнению с приведенными данными.

При расчете резервуара на собственный вес и на полное заполнение жидкостью $M_2=0$ и $w=0$, а при подсчете N_1 и T остается только первый член ряда. При расчете резервуара на нагрузку от наружного обледенения для M_2 и w остается один член ряда, а для N_1 и T остаются два члена.

Коэффициент $a_0/2$ характеризует осесимметричную составляющую поперечной нагрузки, вызывающую только кольцевое нормальное усилие N_2; коэффициенты a_1 и b_1 определяют работу резервуара как балки кольцевого сечения, а коэффициенты a_n и b_n при $n \geqslant 2$ характеризуют работу резервуара как замкнутой цилиндрической оболочки с неизменяемыми опорными сечениями, испытывающей двухосно-изгибное напряженное состояние вследствие искажения начальной круговой формы поперечных сечений резервуара и депланации этих сечений. Пользуясь приведенными формулами, можно построить графики усилий и перемещений в опасных сечениях изотропной цилиндрической оболочки (в середине пролета — N_1, M_2, N_2, w и на опоре — T) для различных нагру-

зок и значений геометрической характеристики оболочки mk^2 в зависимости от угловой координаты θ, откладываемой вдоль оси абсцисс.

При построении графиков и пользовании ими удобно выразить усилия и перемещения формулами:

а) для гидростатического давления

$$N_1 = k_1 \frac{\gamma r^3}{\delta}; \; M_2 = k_2 \gamma r^3; \; T = k_3 \frac{\gamma r^4}{\delta l}; \; w = k_4 \frac{\gamma r^5}{E\delta^3}; \tag{3.60}$$

б) для обледенения

$$N_1 = k_1 \frac{\gamma h r^2}{\delta}; \; M_2 = k_2 \gamma h r^2; \; T = k_3 \frac{\gamma h r^3}{\delta l}; \; w = k_4 \frac{\gamma h r^4}{E\delta^3}; \tag{3.61}$$

в) для ветровой нагрузки

$$N_1 = k_1 \frac{q r^2}{\delta}; \; M_2 = k_2 q r^2; \; T = k_3 \frac{q r^3}{\delta l}; \; w = k_4 \frac{q r^4}{E\delta^3}. \tag{3.62}$$

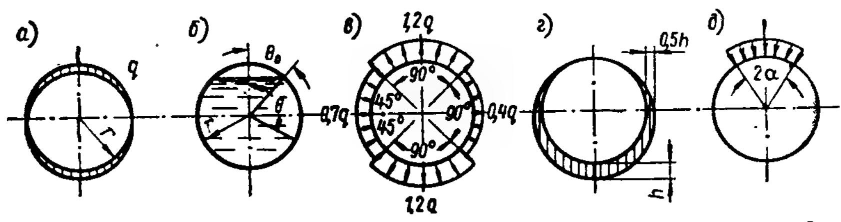


Рис. 3.41. Некоторые виды неосесимметричных поперечных нагрузок, действующих на горизонтальный надземный резервуар, лежащий на отдельных опорах

а — нагрузка от собственного веса; *б* — гидростатическое давление; *в* — ветровая нагрузка; *г* — нагрузка от гололеда; *д* — полосовая радиальная нагрузка

Здесь k_i — величина безразмерного коэффициента, откладываемая по оси ординат в функции угловой координаты θ.

Для нагрузки от обледенения, например:

$$k_1 = \frac{4\sqrt{3}}{\pi}\left(-\frac{2}{mk^2}\cos\theta + \frac{3mk^2}{m^2k^4 + 256}\cos 2\theta\right); \tag{3.63}$$

$$k_2 = -\frac{96}{\pi (m^2k^4 + 256)}\cos 2\theta; \tag{3.64}$$

$$k_3 = -\frac{2\pi^2\sqrt{3}}{mk^2}\sin\theta; \tag{3.65}$$

$$k_4 = \frac{384}{\pi (m^2k^4 + 256)}\cos 2\theta. \tag{3.66}$$

Аналогичные выражения коэффициентов k_i, необходимые для табулирования и построения графиков, нетрудно получить и для других поперечных нагрузок, зная выражения коэффициентов a_n и b_n рядов Фурье для этих нагрузок (табл. 3.6).

Некоторые виды неосесимметричных поперечных нагрузок, действующих на горизонтальный надземный резервуар, лежащий на отдельных опорах, приведены на рис. 3.41.

Для изотропной цилиндрической оболочки, опертой по концам и целиком заполненной жидкостью,

$$\frac{a_0}{2} = -\frac{4\gamma r}{\pi^2}; \; a_1 = \frac{4\gamma r}{\pi}$$

(все остальные коэффициенты ряда Фурье для данной нагрузки обращаются в нуль); продольное нормальное усилие в среднем сечении оболочки $N_1 = -\frac{4\gamma l^2}{\pi^3}\cos\theta$ (разница с точным решением $N_1 = -\frac{\gamma l^2}{8}\cos\theta$

Таблица 3.6

Нагрузка	Коэффициенты рядов Фурье				
	$\frac{a_0}{2}$	a_1	a_2	(при $a_n > 2$)	b_1
Собственный вес резервуара с оборудованием и изоляцией	0	$\frac{4g}{\pi}$	0	0	$\frac{4g}{\pi}$
Гидростатическое давление	$-\frac{4\gamma r}{\pi^2}[\cos\theta_0(\pi-\theta_0)+ +\sin\theta_0]$	$\frac{4\gamma r}{\pi^2}\left(\pi-\theta_0+ +\frac{\sin 2\theta_0}{2}\right)$	$-\frac{8\gamma r}{3\pi^2}\sin^3\theta_0$	$\frac{8\gamma r}{\pi^2}\cdot\frac{n\sin\theta_0\cos n\theta_0-\cos\theta_0\sin n\theta_0}{n(n^2-1)}$	0
Ветровая нагрузка	$-\frac{2,1q}{\pi}$	$\frac{6,22}{\pi^2}$	$\frac{10,8q}{\pi^2}$	$\frac{q}{n\pi^2}\left(15,2\sin\frac{n\pi}{4}-6,4\sin\frac{3n\pi}{4}\right)$	0
Радиальная равномерная полосовая нагрузка, распределенная по дуге, соответствующей центральному углу 2α	0	$\frac{8q}{\pi^2}\sin\alpha$	$\frac{4g}{\pi^2}\sin 2\alpha$	$\frac{8q}{n\pi^2}\sin n\alpha$	0

составляет 3%); касательное усилие в торцовом сечении оболочки $T = \frac{\gamma r l}{2} \sin\theta$ совпадает с точным решением; кольцевое нормальное усилие в среднем сечении оболочки $N_2 = \gamma r^2 (1 - \cos\theta)$ также совпадает с точным решением.

Вертикальное перемещение центра среднего поперечного сечения оболочки

$$f = \frac{l^2}{\pi^4 E\delta r^2} \cdot \frac{4\gamma r}{\pi} \approx \frac{1}{77} \cdot \frac{\gamma l^4}{E\delta r}.$$

По формуле прогиба свободно опертой балки кольцевого сечения

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{ql^4}{EI} = \frac{5}{384} \cdot \frac{\gamma l^4}{E\delta r} \approx \frac{1}{77} \cdot \frac{\gamma l^4}{E\delta r}$$

получаем тот же результат, так как прогиб упругой линии цилиндрической оболочки от любой неосесимметричной поперечной нагрузки определяется как для балки кольцевого сечения.

Для собственного веса оболочки рассматриваемого типа

$$a_1 = b_1 = \frac{4q}{\pi}$$

(остальные коэффициенты обращаются в нуль);

$$N_1 = -\frac{8gl^2}{\pi^3 r} \cos\theta$$

(разница с точным решением $N_1 = -\frac{gl^2}{4r} \cos\theta$ составляет 3%).

Касательное усилие в торцовом сечении оболочки $T = gl \sin\theta$ совпадает с точным решением; кольцевое нормальное усилие в среднем сечении оболочки $N_2 = -gr \cos\theta$ также совпадает с точным решением; вертикальное перемещение центра среднего поперечного сечения оболочки

$$f = \frac{l^4}{\pi^4 E\delta r^2} \cdot \frac{8g}{\pi} \approx \frac{2}{77} \cdot \frac{gl^4}{E\delta r^2}$$

по формуле прогиба свободно лежащей балки

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{ql^4}{EI} = \frac{5}{192} \cdot \frac{gl^4}{E\delta r^2} \approx \frac{2}{77} \cdot \frac{gl^4}{E\delta r^2},$$

что также подтверждает справедливость вышеприведенных формул.

Величина вертикального смещения центра среднего поперечного сечения пролетной части двухконсольного резервуара

$$f = \frac{0{,}4\, l^4}{\pi^4 E\delta r^2} (a_1 + b_1). \tag{3.67}$$

Радиальные перемещения w, изгибающие моменты M_2 и касательные усилия T могут определяться по формулам (3.56), (3.52) и (3.53) при любых граничных условиях, фиксирующих неизменяемость опорных поперечных сечений оболочки.

При расчете на статические нагрузки междуопорную часть двухконсольного или многоопорного резервуара можно рассматривать как цилиндрическую оболочку, работающую упруго в кольцевом направлении и упруго-пластически в продольном направлении. Исходя из выравнивания опорного и пролетного балочных моментов получим продольное нормальное усилие в середине пролета и в опорном сечении оболочки

$$N_1 = \pm \frac{m}{2} \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos n\theta. \tag{3.68}$$

Решающими при расчете резервуаров на неосесимметричные поперечные нагрузки (частичное заполнение жидкостью, ветровая нагрузка, наружное обледенение и т. п.) являются усилия N_1, T и изгибающий момент M_2.

При вычислении сдвигающей силы T в опорном сечении двухконсольного резервуара по формуле (3.53) следует понимать под l не пролет, а расчетную длину резервуара,

$$l = \frac{V}{\pi r^2}.$$

Сопоставим значения изгибающего момента, возникающего от гидростатического давления керосина, заполняющего половину резервуара емкостью 100 *м*³ по концам горизонтального диаметра, в середине пролета резервуара, при расчете по методике, рекомендуемой В. И. Черникиным, и по предлагаемому нами способу расчета.

Диаметр $D=2r=3{,}25$ *м*, длина (пролет) $l=12$ *м*, толщина стенки $\delta=4$ *мм*; кольца жесткости из уголка $75\times50\times5$ расположены с шагом 1,8 *м*.

При расчете по первому из указанных методов

$$M = -0{,}149\gamma r^3 = -511\ кГ\cdot см/см.$$

При расчете по нашей методике

$$M = -r\sum_{2}^{6} B_n \cos n\theta = -162{,}5\,(-0{,}658\cos 2\theta + 0{,}0709\cos 4\theta - 0{,}0136\cos 6\theta);$$

при $\theta=90^\circ$ получим $M=-120{,}6$ *кГ · см/см*.

Как и следовало ожидать, первый способ расчета надземных горизонтальных резервуаров на частичное заполнение жидкостью дает сильно завышенное значение изгибающих моментов в корпусе резервуара (в данном случае в 4,2 раза). Это объясняется тем, что не учитывается влияние пролета оболочки и колец жесткости на величину изгибающих моментов, возникающих в корпусе при частичном заполнении резервуара продуктом.

Радиальное перемещение от гидростатического давления керосина при половинном заполнении резервуара

$$w = \frac{12r^3}{Ec^3\delta^3}\cdot\frac{B_2}{2^2-1}\cos 2\theta = 0{,}388\cos 2\theta.$$

При $\theta=0$ и $\theta=180^\circ$ получим $w=0{,}388$ *см* (перемещение направлено к центру оболочки); при $\theta=90^\circ$ и $\theta=270^\circ$ $w=-0{,}388$ *см* (перемещение направлено по внешней нормали к элементу оболочки).

Сравнение результатов предлагаемого способа расчета с точным расчетом горизонтальной цилиндрической оболочки на половинное заполнение жидкостью показало хорошее совпадение максимальных напряжений и перемещений в опасных сечениях оболочки (разница в величине продольных напряжений составила 2%, кольцевых напряжений и радиальных перемещений — 3%; касательные напряжения полностью совпали).

В сварочной лаборатории МИСИ им. В. В. Куйбышева была испытана стальная модель разрезного трубопровода (рис. 3.42). Оболочка не имела колец жесткости в пролете, а только жесткие в своей плоскости опорные кольца по торцам.

Нормальное перемещение верхней точки среднего поперечного сечения оболочки ($\theta=0$) по предлагаемой методике

$$w = \frac{12r^3}{E\delta^3}(0{,}0235\cos 2\theta + 0{,}0431\cos 3\theta + 0{,}0164\cos 4\theta + \\ + 0{,}0033\cos 5\theta) = 0{,}56\ см.$$

Измеренное перемещение указанной точки $w_э=0{,}51$ *см*. Близость конструктивной поправки $\left(k=\frac{w_э}{w}=\frac{0{,}51}{0{,}56}=0{,}91\right)$ к единице подтверждает достаточную точность для практических целей разработанного способа расчета горизонтальных цилиндрических оболочек кругового сечения на неосесимметричные поперечные нагрузки. Расчет на такие нагрузки имеет смысл лишь для крупных наливных резервуаров или

резервуаров большой емкости, работающих под небольшим избыточным давлением. На рис. 3.43—3.54 приведены графики коэффициентов k_1, k_2, k_3, k_4 [см. формулы (3.60)—(3.62)] при различных нагрузках, геометрических характеристиках изотропной цилиндрической оболочки и значениях угловой координаты θ для определения усилий, моментов и перемещений горизонтального цилиндрического резервуара, опертого по концам. Для усилий и перемещений от ветровой нагрузки оси координат повернуты на 90°.

Конические и сферические днища следует рассчитывать методом предельного равновесия [107, 109]. Местное изгибное напряжение в шве,

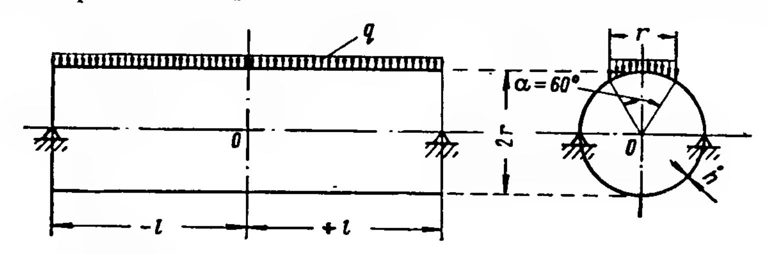


Рис. 3.42. Схема нагрузки на модель разрезного трубопровода, испытанную в МИСИ им. В. В. Куйбышева

соединяющем цилиндрическое днище с корпусом и равное $1{,}4\,\frac{pr}{\delta}$, не должно превышать расчетного сопротивления сварного шва встык растяжению. Эти швы должны выполняться электродами типа Э42А или автоматической сваркой.

Гибкая оболочка корпуса передает на опорные кольца касательные усилия T, вызываемые гидростатическим давлением и весом резервуара с оборудованием и уравновешиваемые реактивным давлением седловых опор или сосредоточенными реакциями опор стоечного типа.

Известные нам работы не дают готовых решений для подкрепленных колец, работающих на действующие в их плоскости нагрузки (сдвигающие усилия, передаваемые оболочкой). Между тем конструкторам, проектировщикам, работникам заводов, монтажных и эксплуатационных организаций необходимы формулы и графики, пользуясь которыми можно быстро и достаточно точно рассчитать разные конструкции опорных диафрагм горизонтальных резервуаров при различных условиях их опирания, проверить возможность эксплуатации резервуара при уменьшении толщины уголков диафрагм вследствие коррозии или при увеличении удельного веса жидкости в резервуаре.

Вопросы расчета опорных колец и диафрагм остаются актуальными и при проектировании горизонтальных резервуаров высокого давления, поскольку опорная стержневая плоская конструкция воспринимает только неосесимметричные нагрузки (собственный вес резервуара с оборудованием и теплоизоляцией; гидростатическое давление жидкости, находящейся в резервуаре), точнее — сдвигающие усилия от них, передаваемые на опорное кольцо стенкой резервуара. Равномерное внутреннее давление в резервуаре (осесимметричная нагрузка) целиком воспринимается оболочкой, работающей на растяжение, и не вызывает усилий в стержнях опорной диафрагмы. Рассмотрены опорные кольца резервуара, подкрепленные изнутри треугольником, квадратом, шестиконечной звездой, прямым крестом, а также одним и двумя горизонтальными стержнями.

Решение неусиленного кольца при различных условиях опирания получается как частный случай решения кольца, подкрепленного одним горизонтальным стержнем при $\psi=\pi$ (рис. 3.55).

8—1635

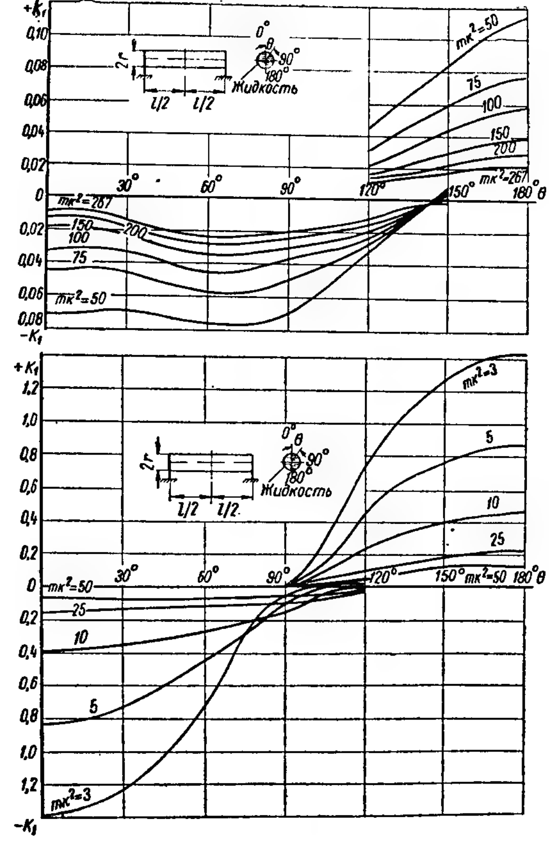


Рис. 3.43. Графики коэффициентов k_1 для определения продольных нормальных усилий N_1 от гидростатического давления

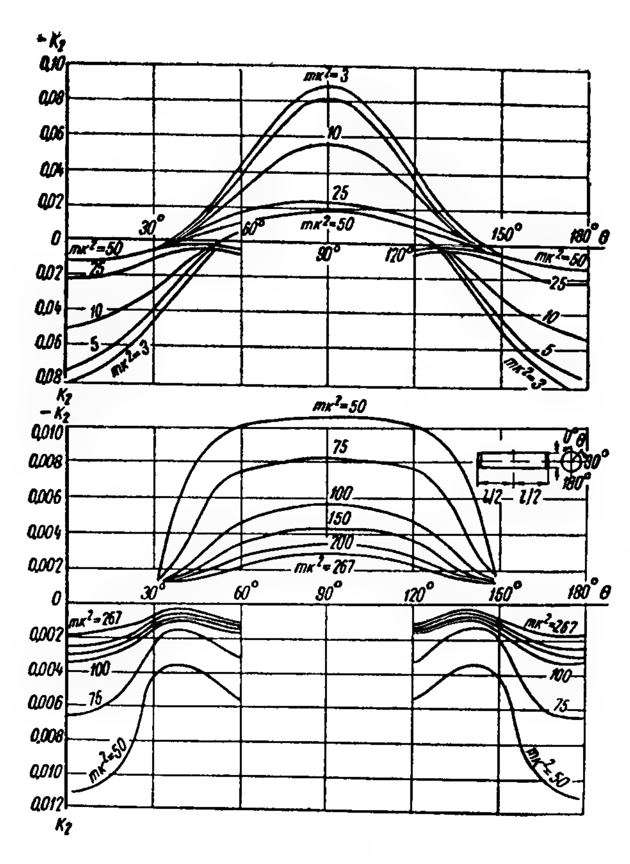


Рис. 3.44. Графики коэффициентов k_2 для определения кольцевых моментов M_2 от гидростатического давления жидкости, частично заполняющей резервуар

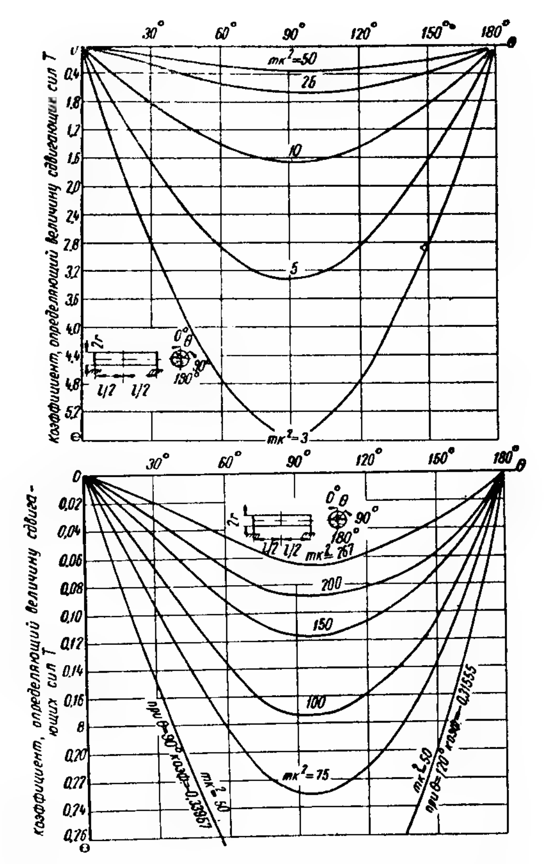


Рис. 3.45. Графики коэффициентов k_3 для определения сдвигающих усилий T от гидростатического давления

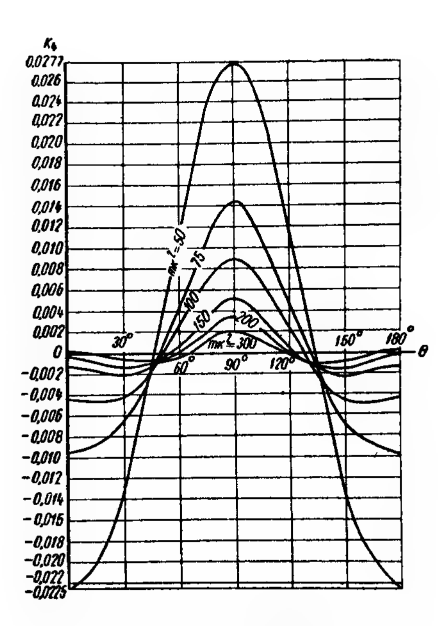


Рис. 3.46. Графики коэффициентов k_4 для определения радиальных перемещений w точек среднего поперечного сечения корпуса от гидростатического давления жидкости, частично заполняющей резервуар

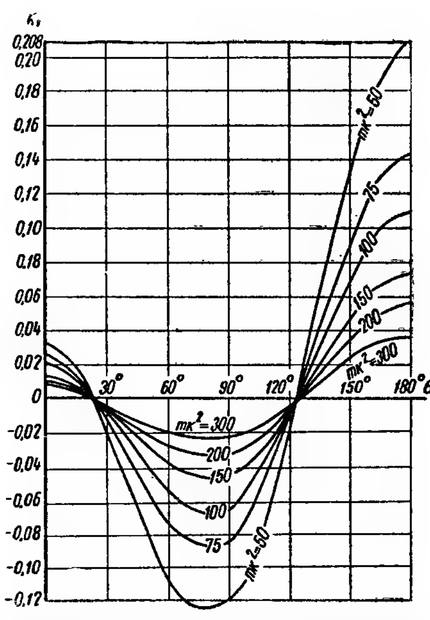


Рис. 3.47. Графики коэффициентов k_1 для определения продольных нормальных усилий N_1 от наружного обледенения резервуара

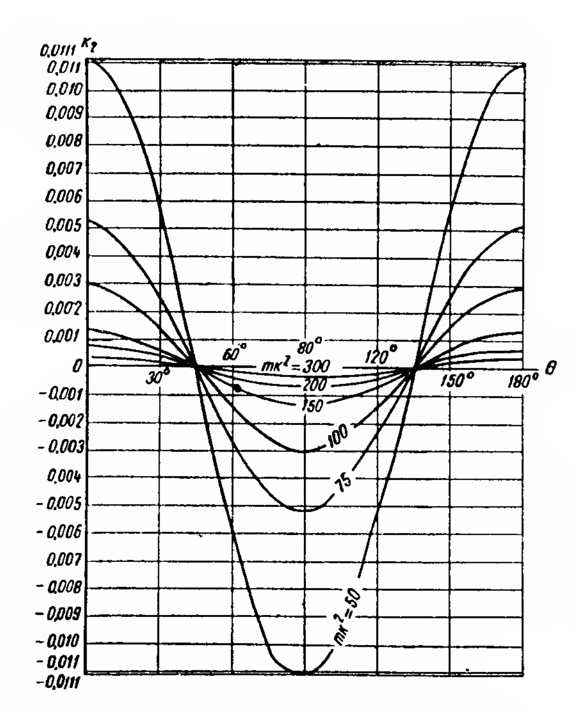


Рис. 3.48. Графики коэффициентов k_2 для определения кольцевых моментов M_2 от наружного обледенеия

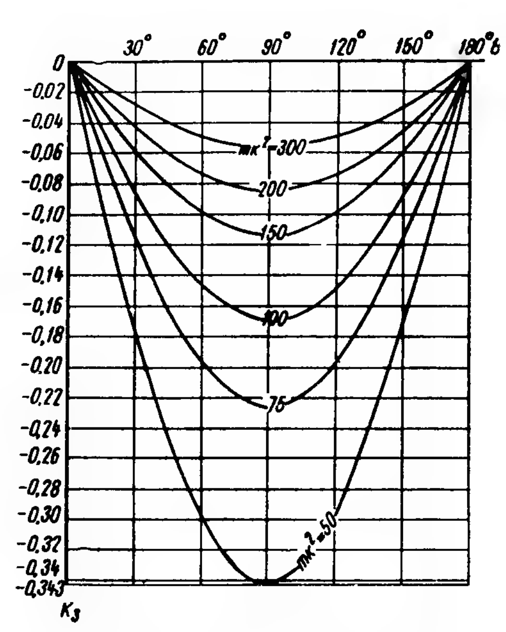


Рис. 3.49. Графики коэффициентов k_3 для определения сдвигающих усилий T от наружного обледенения

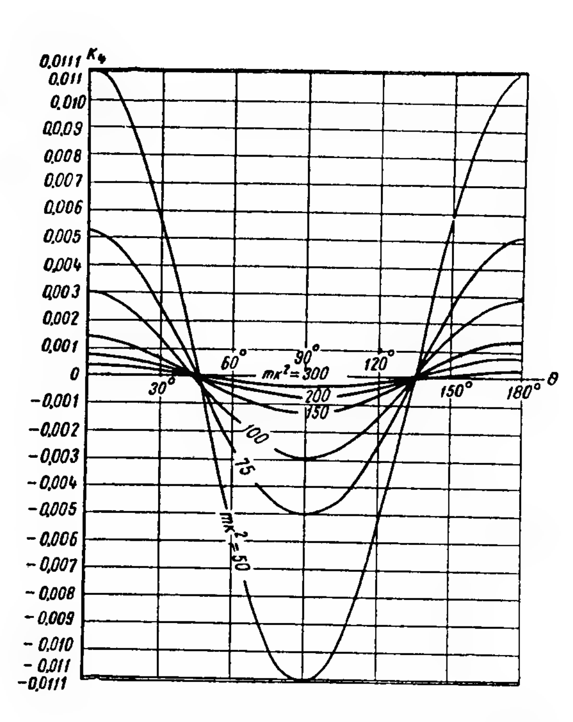


Рис. 3.50. Графики коэффициентов k_4 для определения радиальных перемещений w от наружного обледенения резервуара

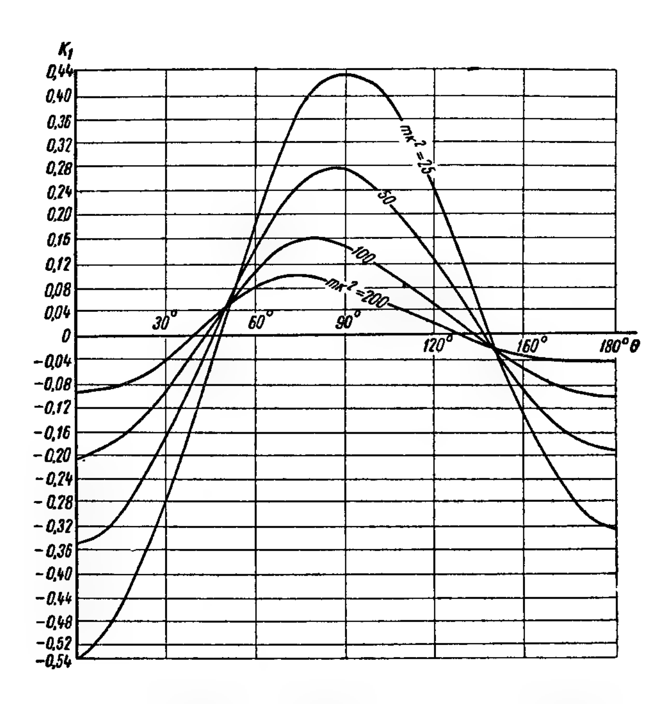


Рис. 3.51. Графики коэффициентов k_1 для определения продольных нормальных усилий N_1 от ветровой нагрузки

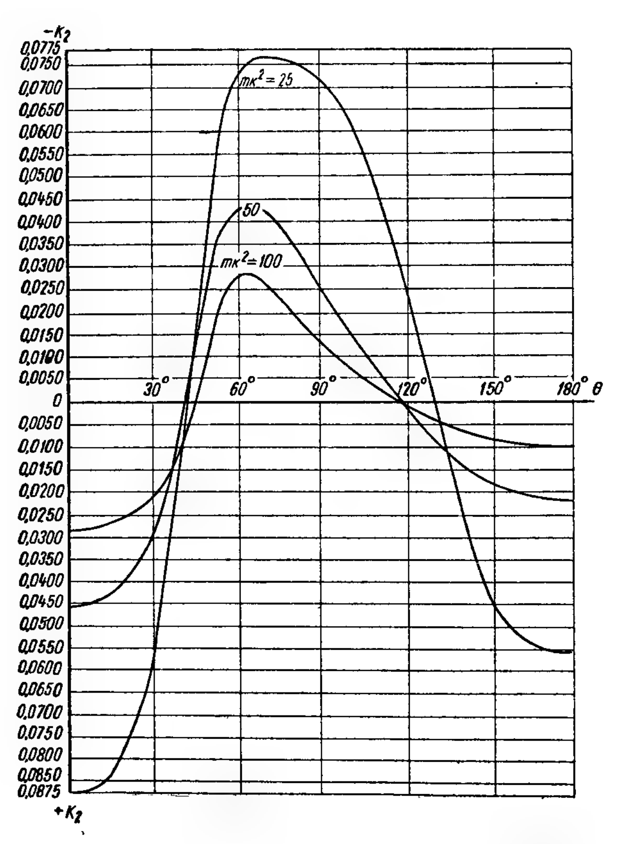


Рис. 3.52. Графики коэффипиентов k_2 для определения кольцевых моментов M_2 от ветровой нагрузки

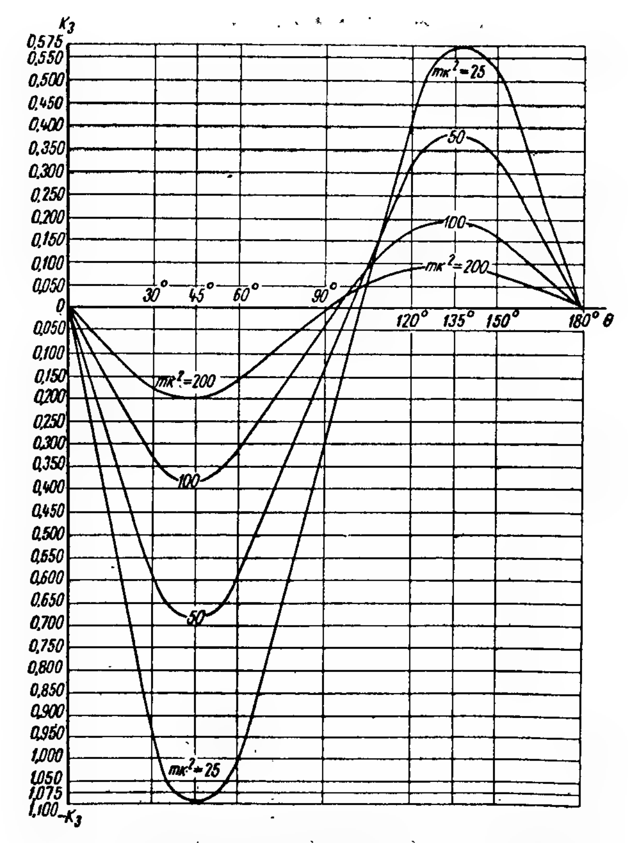


Рис. 3.53. Графики коэффициентов k_3 для определеиия сдвигающих усилий T от ветровой иагрузки

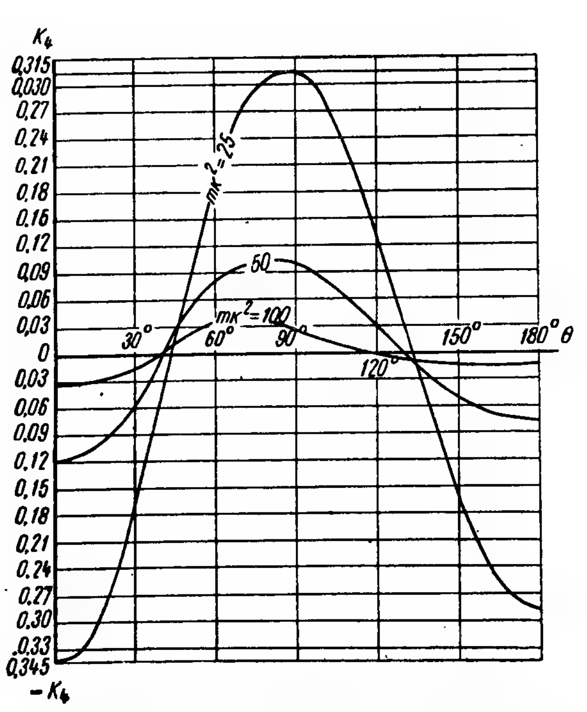


Рис. 3.54. Графики коэффициентов k_4 для определения радиальных перемещений w от ветровой иагрузки

Рассматривались кольца, опирающиеся:

1) на седловые опоры с углом охвата 60, 90 и 120°;

2) на стоечные опоры с расстоянием между стойками $r\sqrt{2}$, $r\sqrt{3}$ 2,08 r (в зависимости от конструктивного решения диафрагмы резервуара);

3) на центральную стоечную опору.

Последний случай как бы объединяет два предыдущих при угле охвата, равном нулю, и нулевом расстоянии между стойками. Нагрузками при расчете подкрепленного опорного кольца горизонтального резервуара являются сдвигающие силы T, передаваемые оболочкой на кольцо, и реактивные давления седловой или стоечной опоры.

Рис. 3.55. Основная система, принятая при расчете кольца, подкрепленного горизонтальным стержнем

Сдвигающие силы от гидростатического давления жидкости, заполняющей резервуар,

$$T = 0{,}5\,\gamma r l \sin\theta, \qquad (3.69)$$

а от собственного веса резервуара с оборудованием и теплоизоляцией

$$T = gl\sin\theta, \qquad (3.70)$$

где r — радиус корпуса;
l — расчетная длина резервуара, равная $V/\pi r^2$;
V — емкость резервуара;
γ — удельный вес жидкости;
g — вес единицы поверхности оболочки резервуара, равный $\dfrac{G}{2\pi r l}$;
G — вес порожнего резервуара с оборудованием и изоляцией;
θ — угловая координата, отсчитываемая от верхней точки упругой линии кольца.

Реактивные давления опоры на кольцо определяются исходя из условий равновесия кольца и принятого закона распределения давления седловой опоры.

Расчет кольца, опирающегося на седловую опору с углом охвата 2α и подкрепленного горизонтальным стержнем

Мысленно разрезав кольцо в шелыге и горизонтальный стержень и приложив соответствующие силовые факторы, являющиеся лишними неизвестными, получим основную систему, изображенную на рис. 3.55.

Обозначив через θ — текущую угловую координату, через ψ — угол, определяющий положение горизонтального стержня, а через α — половину угла охвата резервуара седловой опорой, получим следующие выражения изгибающих моментов:

1) от лишних неизвестных:

$$M_1 = X_1;\quad M_2 = X_2 r(1-\cos\theta);\quad M_3 = X_3 r(\cos\theta - \cos\psi); \qquad (3.71)$$

2) от сдвигающих сил T гидростатического давления, передающихся с оболочки на кольцо,

$$M_T = 0{,}5\,\gamma l r^3 (1 - \cos\theta - 0{,}5\,\theta\sin\theta); \qquad (3.72)$$

3) от радиального реактивного давления

$$q = \frac{-\pi\gamma r l}{2\alpha + \sin 2\alpha}\cos\theta$$

седловой опоры, принятого по Фёльми [52]

$$M_q=\frac{0,5\,\pi\gamma l r^3}{2\alpha+\sin 2\alpha}\left[(\theta-\pi+\alpha+0,5\sin 2\alpha)\sin\theta+\sin^2\alpha\cos\theta\right]. \quad (3.73)$$

В частных случаях имеем:

а) при $2\alpha=60°$

$$M_q=\frac{3\pi\gamma l r^3}{2\pi+3\sqrt{3}}\left[\left(\theta-\frac{5\pi}{6}+\frac{\sqrt{3}}{4}\right)\sin\theta+0,25\cos\theta\right]; \quad (3.74)$$

б) при $2\alpha=90°$

$$M_q=\frac{\pi\gamma l r^3}{\pi+2}\left[\left(\theta-\frac{3\pi}{4}+\frac{1}{2}\right)\sin\theta+0,5\cos\theta\right]; \quad (3.75)$$

в) при $2\alpha=120°$

$$M_q=\frac{3\pi\gamma l r^3}{4\pi+3\sqrt{3}}\left[\left(\theta-\frac{2\pi}{3}+\frac{\sqrt{3}}{4}\right)\sin\theta+0,75\cos\theta\right]. \quad (3.76)$$

Выражения коэффициентов канонических уравнений метода сил после интегрирования соответствующих эпюр моментов по криволинейному контуру принимают следующий вид:

$$\delta_{11}=2\pi r;\quad \delta_{12}=2\pi r^2;\quad \delta_{22}=3\pi r^3; \quad (3.77)$$

$$\delta_{13}=2r^2(\psi\cos\psi-\pi\cos\psi-\sin\psi); \quad (3.78)$$

$$\delta_{23}=r^3(\psi-\pi-2\sin\psi-2\pi\cos\psi+2\psi\cos\psi-0,5\sin 2\psi); \quad (3.79)$$

$$\delta_{33}=r^3(\pi-\psi+1,5\sin 2\psi+2\pi\cos^2\psi-2\psi\cos^2\psi). \quad (3.80)$$

При $\psi=\pi$ горизонтальный стержень исключается из работы, а δ_{13}, δ_{23} и δ_{33} обращаются в нуль, что и следовало ожидать.

Выражения грузовых членов Δ_{1p} и Δ_{2p}, в результате интегрирования эпюр, получают следующий вид:

$$\Delta_{1p}=\pi\gamma l r^4\left[\frac{1}{2}+\frac{1}{2\alpha+\sin 2\alpha}(\alpha+0,5\sin 2\alpha-\sin\alpha-\right.$$
$$\left.-0,5\cos\alpha\sin 2\alpha-\sin^3\alpha)\right]; \quad (3.81)$$

$$\Delta_{2p}=\pi\gamma l r^5\left[\frac{7}{8}+\frac{1}{2\alpha+\sin 2\alpha}(1,25\alpha-\sin\alpha+0,5\sin 2\alpha-0,5\cos\alpha\sin 2\alpha-\right.$$
$$\left.-\sin^3\alpha-0,125\sin 2\alpha\cdot\cos 2\alpha-0,5\,\alpha\sin^2\alpha-0,25\sin 2\alpha\sin^2\alpha)\right]; \quad (3.82)$$

при $2\alpha=60°$ $\quad\Delta_{1p}=1,49955\gamma l r^4$; $\Delta_{2p}=2,60736\gamma l r^5$; (3.83)

» $2\alpha=90°$ $\quad\Delta_{1p}=1,41338\gamma l r^4$; $\Delta_{2p}=2,43872\gamma l r^5$; (3.84)

» $2\alpha=120°$ $\quad\Delta_{1p}=1,30354\gamma l r^4$; $\Delta_{2p}=2,22785\gamma l r^5$. (3.85)

Выражение нагрузочного члена Δ_{3p}:

$$\Delta_{3p}=\gamma l r^5\left[(0,5\psi-0,375\pi-\sin\psi-0,4375\sin 2\psi-0,5\pi\cos\psi-\right.$$
$$-0,125\psi\cos 2\psi+\psi\cos\psi+0,5\psi\cos^2\psi)+\frac{\pi}{2\alpha+\sin 2\alpha}\times$$
$$\times(0,125\sin 2\alpha\cos 2\alpha-0,25\alpha+0,5\alpha\sin^2\alpha+0,25\sin^2\alpha\sin 2\alpha+$$
$$+\cos\psi\sin\alpha-\alpha\cos\psi-0,5\cos\psi\sin 2\alpha+$$
$$\left.+0,5\cos\psi\cos\alpha\sin 2\alpha+\cos\psi\sin^3\alpha)\right]. \quad (3.86)$$

При $\psi=\pi$ имеем чистое кольцо (без горизонтального стержня) и Δ_{3p} обращается в нуль, что подтверждает правильность выведенной общей формулы. Частные относительные значения Δ_{3p} приведены в табл. 3.7.

Таблица 3.7

2α	ψ	$\Delta_{3p} : \gamma l r^5$
60°	60° 90° 120° 180°	—1,85895 —1,12606 —0,45248 0
90°	60° 90° 120° 180°	—1,73340 —1,04360 —0,41309 0
120°	60° 90° 120° 180°	—1,57744 —0,94256 —0,36698 0

Общие выражения лишних неизвестных могут быть получены решением системы канонических уравнений метода сил при помощи определителей:

$$X_1=\frac{(\delta_{23}^2-\delta_{22}\delta_{33})\Delta_{1p}+(\delta_{12}\delta_{33}-\delta_{13}\delta_{23})\Delta_{2p}+(\delta_{13}\delta_{22}-\delta_{12}\delta_{23})\Delta_{3p}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33}+2\delta_{12}\delta_{13}\delta_{23}-\delta_{11}\delta_{23}^2-\delta_{22}\delta_{13}^2-\delta_{33}\delta_{12}^2}; \quad (3.87)$$

$$X_2=\frac{(\delta_{12}\delta_{33}-\delta_{13}\delta_{23})\Delta_{1p}+(\delta_{13}^2-\delta_{11}\delta_{33})\Delta_{2p}+(\delta_{11}\delta_{23}-\delta_{12}\delta_{13})\Delta_{3p}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{23}+2\delta_{12}\delta_{13}\delta_{23}-\delta_{11}\delta_{23}^2-\delta_{22}\delta_{13}^2-\delta_{33}\delta_{12}^2}; \quad (3.88)$$

$$X_3=\frac{(\delta_{13}\delta_{22}-\delta_{12}\delta_{23})\Delta_{1p}+(\delta_{11}\delta_{23}-\delta_{12}\delta_{13})\Delta_{2p}+(\delta_{12}^2-\delta_{11}\delta_{22})\Delta_{3p}}{\delta_{11}\delta_{22}\delta_{33}+2\delta_{12}\delta_{13}\delta_{23}-\delta_{11}\delta_{23}^2-\delta_{22}\delta_{13}^2-\delta_{33}\delta_{12}^2}. \quad (3.89)$$

Частные относительные значения лишних неизвестных приведены в табл. 3.8.

Таблица 3.8

2α	ψ	$X_1 : \gamma l r^3$	$X_2 : \gamma l r^2$	$X_3 : \gamma l r^5$
60°	60° 90° 120°	—0,024329 —0,001849 0,032613	0,21647 —0,03391 —0,16876	0,70739 0,63744 0,94047
90°	60° 90° 120°	—0,019785 0,002474 0,034375	0,17243 —0,05406 —0,17483	0,62003 0,54464 0,77518
120°	60° 90° 120°	—0,014720 0,006791 0,037131	0,12334 —0,07417 —0,18207	0,51903 0,44009 0,57363

Общие выражения изгибающих моментов, поперечных сил и продольных сил в кольце:

в пределах $0<\theta<\psi$

$$M=X_1+X_2(1-\cos\theta)+0{,}5(1-\cos\theta-0{,}5\,\theta\,\sin\theta)\gamma l r^3; \quad (3.90)$$

$$Q=X_2\sin\theta+0{,}25(\sin\theta-\theta\cos\theta)\gamma l r^2; \quad (3.91)$$

$$N=-X_2\cos\theta-0{,}25\theta\sin\theta\gamma l r^2; \quad (3.92)$$

в пределах $\psi<\theta<(\pi-\alpha)$

$$M = X_1 + X_2(1-\cos\theta) + X_3(\cos\theta - \cos\psi) + \\ + 0{,}5(1-\cos\theta - 0{,}5\,\theta\sin\theta)\gamma l r^3; \qquad (3.93)$$

$$Q = (X_2 - X_3)\sin\theta + 0{,}25(\sin\theta - \theta\cos\theta)\gamma l r^2; \qquad (3.94)$$

$$N = (X_3 - X_2)\cos\theta - 0{,}25\theta\sin\theta\,\gamma l r^2; \qquad (3.95)$$

в пределах $(\pi-\alpha)<\theta<\pi$

$$M = X_1 + X_2(1-\cos\theta) + X_3(\cos\theta - \cos\psi) + \\ + 0{,}5(1-\cos\theta - 0{,}5\,\theta\sin\theta)\gamma l r^3 + \frac{0{,}5\pi}{2\alpha + \sin 2\alpha}[(\theta - \pi + \alpha + \\ + 0{,}5\sin 2\alpha)\sin\theta + \sin^2\alpha\cos\theta]\,\gamma l r^3; \qquad (3.96)$$

$$Q = (X_2 - X_3)\sin\theta + 0{,}25(\sin\theta - \theta\cos\theta)\gamma l r^2 + \\ + \frac{0{,}5\pi}{2\alpha + \sin^2\alpha}[(\theta - \pi + \alpha + 0{,}5\sin 2\alpha)\cos\theta + \cos^2\alpha\sin\theta]\,\gamma l r^2; \qquad (3.97)$$

$$N = (X_3 - X_2)\cos\theta - 0{,}25\,\theta\sin\theta\gamma l r^2 + \frac{0{,}5\pi}{2\alpha + \sin 2\alpha}[(\theta - \pi + \alpha + \\ + 0{,}5\sin 2\alpha)\sin\theta + \sin^2\alpha\cos\theta]\,\gamma l r^2. \qquad (3.98)$$

Пользуясь найденными значениями лишних неизвестных и выражениями изгибающих моментов, поперечных и продольных сил, можно построить эпюры указанных силовых факторов при различных углах охвата кольца седловой опорой и при разных положениях горизонтального стержня внутри кольца.

На рис. 3.56—3.59 изображены эпюры моментов, поперечных сил и продольных сил в неподкрепленном кольце и в кольце, усиленном горизонтальным стержнем, при углах охвата, равных 60, 90 и 120°. Из эпюр видно, что при седловых опорах с углами охвата 90 и 120° выгоднее размещать затяжку посередине кольца, а при седловой опоре с углом охвата 60° — на половине радиуса, считая от низа кольца.

Усилие в затяжке X_3 уменьшается с увеличением угла охвата кольца седловой опорой:

при $2\alpha = 60°$ $\quad X_3 = 0{,}94\gamma l r^2$;

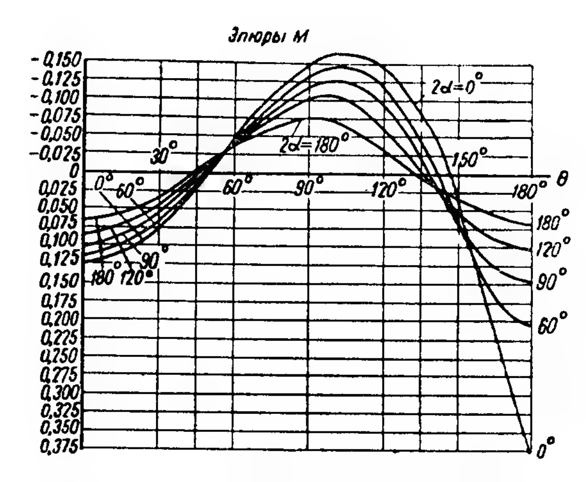
» $2\alpha = 90°$ $\quad X_3 = 0{,}545\gamma l r^2$;

» $2\alpha = 120°$ $\quad X_3 = 0{,}44\gamma l r^2$.

Из рис. 3.56—3.59 следует, что уменьшение угла охвата резервуара седловой опорой меньше сказывается на «чистых» кольцах, чем на кольцах крепленых. Это объясняется тем, что нижняя часть кольца, усиленного горизонтальным стержнем, работает как арка с затяжкой и в основном воспринимает реактивное давление седловой опоры. Неподкрепленное кольцо работает на реактивное давление опоры все в целом и потому менее чувствительно к увеличению интенсивности реактивного давления опоры, связанному с уменьшением угла охвата резервуара седловой опорой.

Нулевые точки эпюры моментов в неподкрепленном кольце, при различных углах охвата резервуара опорой, расположены в зоне значений угловой координаты $\theta = 45 \div 50°$, а нулевые точки эпюры продольных сил в «чистом» кольце — в зоне $\theta \approx 50 \div 55°$. Стык неподкрепленного кольца следует размещать именно в этих, менее напряженных сечениях с тем, чтобы избежать применения стыковых накладок.

Обобщая данные, найденные при оптимальном расположении горизонтального стержня внутри опорного кольца, получаем, что для седловых опор с углами охвата 90 и 120° стык кольца рационально располагать в зоне верхней четверти кольца, определяемой значениями угловой



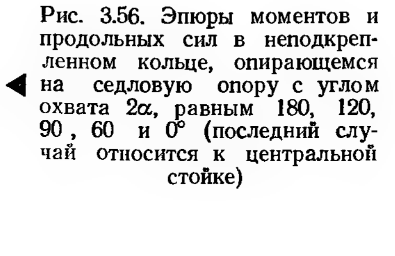


Рис. 3.56. Эпюры моментов и продольных сил в неподкрепленном кольце, опирающемся на седловую опору с углом охвата 2α, равным 180, 120, 90, 60 и 0° (последний случай относится к центральной стойке)

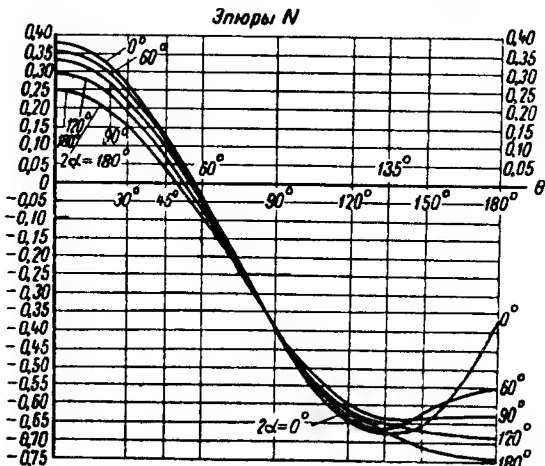
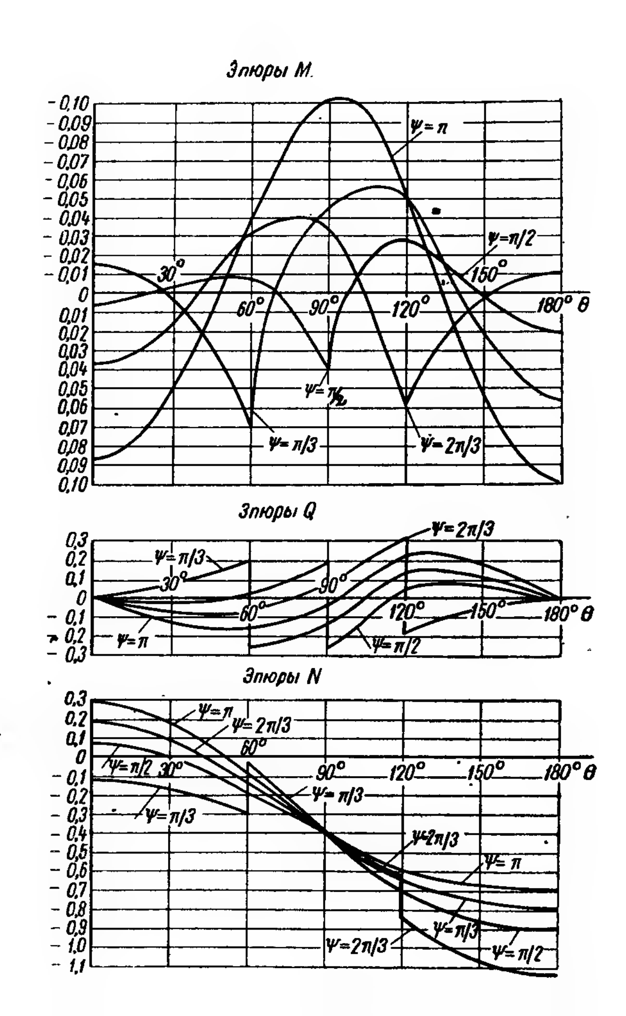
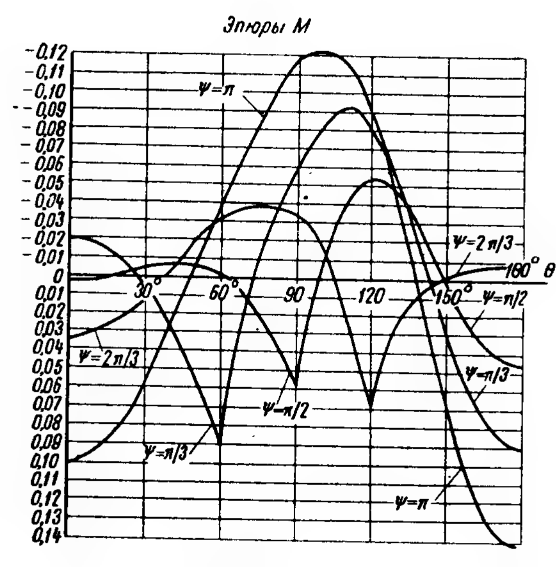


Рис. 3.57. Эпюры *M*, *Q* и *N* в кольце, подкрепленном горизонтальным стержнем и опирающемся на седловую опору с углом охвата 120°





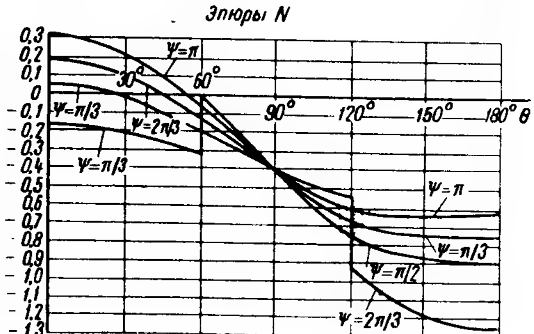
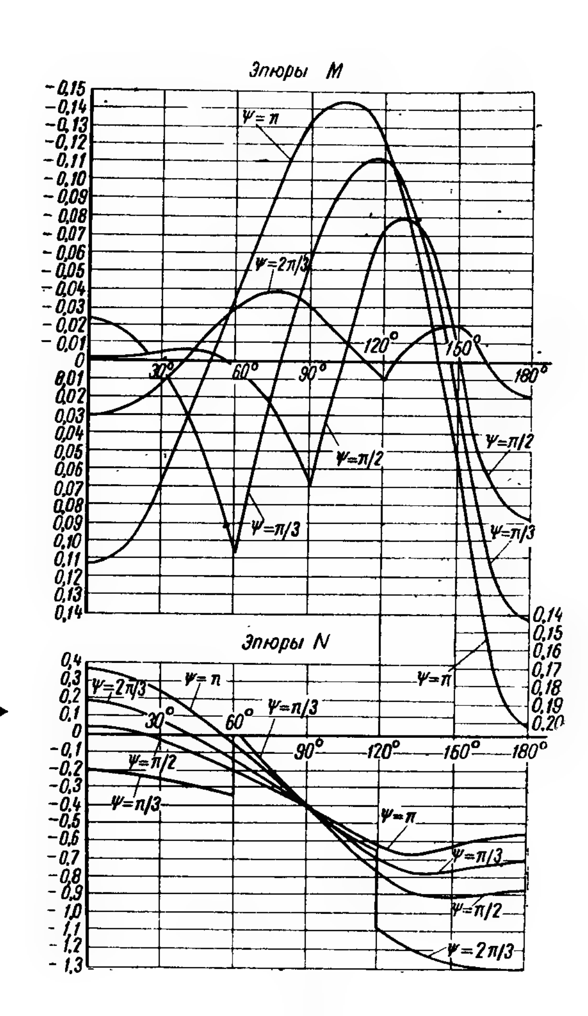


Рис. 3.58. Эпюры M и N в кольце, подкрепленном горизонтальным стержнем и опирающемся на седловую опору с углом охвата 90°

Рис. 3.59. Эпюры M и N в кольце, подкрепленном горизонтальным стержнем и опирающемся на седловую опору с углом охвата 60°



координаты $\theta = 25 \div 30°$, а для седловой опоры с углом охвата 60° — в интервале 40—45° по указанной выше причине. При большой емкости резервуара рассмотренная опорная конструкция неэкономична, нетехнологична и ее применение может быть оправдано лишь для резервуаров емкостью менее 50 *м*³, когда опорные кольца при наличии затяжки допускают холодную вальцовку профильного металла. Приведенные эпюры и формулы можно использовать и при расчете кольца и подкрепляющих стержней на собственный вес резервуара, если заменить множитель для изгибающих моментов $\gamma l r^3$ на $2glr^2$, а множитель для поперечных и продольных сил $\gamma l r^2$ — на $2glr$, где $g = \frac{G}{2\pi r l}$ — приведенный вес единицы поверхности оболочки резервуара, а G — общий вес резервуара с оборудованием и теплоизоляцией (без жидкости).

Расчет кольца, опирающегося на две стойки и подкрепленного двумя горизонтальными стержнями

Предполагается, что оси стоек совпадают с касательными к оси кольца, нормальными к его горизонтальному диаметру, а горизонтальные стержни отстоят от верха и низа кольца на расстоянии, равном половине радиуса (рис. 3.60). Из эпюры продольных и поперечных сил (рис. 3.61) видно, что рассматриваемое конструктивное решение выгоднее считавшегося до сих пор оптимальным неподкрепленного кольца,

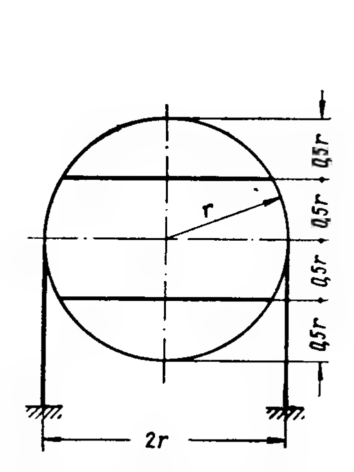


Рис. 3.60. Опорное кольцо, подкрепленное двумя горизонтальными стержнями

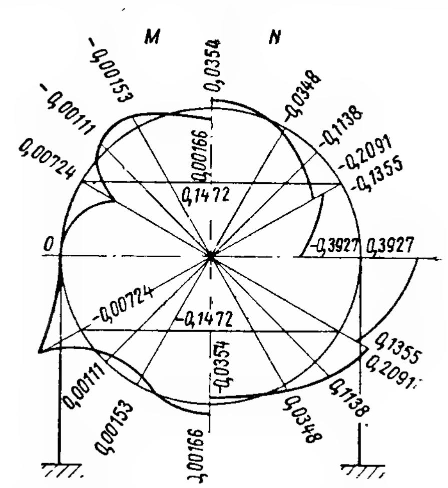


Рис. 3.61. Эпюры M и N в кольце, подкрепленном двумя горизонтальными стержнями и опирающемся на две стойки

опирающегося на стоечную опору с расстоянием между осями стоек, равным 1,04 диаметра резервуара.

В предлагаемом решении расчетный момент в опасном сечении кольца уменьшается на 54%, а продольная сила — на 47% по сравнению с обычным решением в виде неподкрепленного кольца. Экономия металла менее значительна, но все же она достигает 38% веса «чистого» кольца, опирающегося на стойки, отстоящие друг от друга на 1,04 диаметра резервуара. Для исключения фасонок и уменьшения объема работ по разметке, наметке, сборке и сварке соединение распорки с опорным кольцом целесообразно осуществлять по рис. 3.70. Поскольку при этом горизонтальные уголки разрезают по упору (без разметки и наметки), их фактическая длина отличается от проектной не более чем на 1 *мм*, что вполне допускает реализацию предлагаемого сопря-

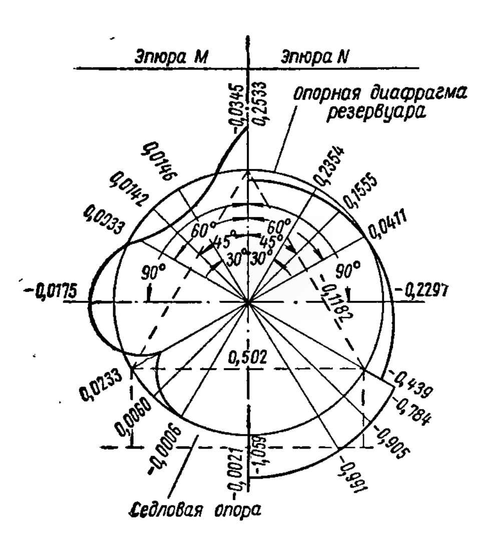
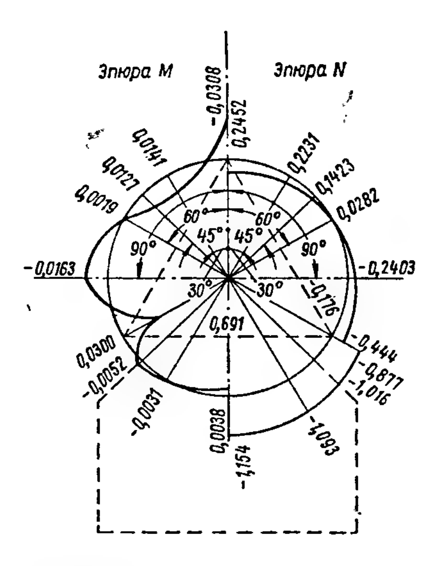


Рис. 3.62. Эпюры M и N в кольце, подкрепленном треугольником н опнрающемся на седловую опору с углом охвата 120°



Рнс. 3.63. Эпюры M и N в кольце, подкрепленном треугольником н опирающемся на седловую опору с углом охвата 90°

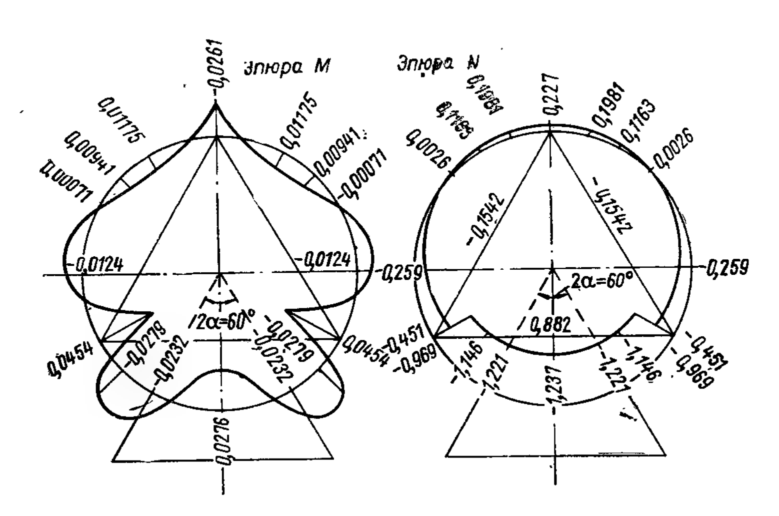


Рис. 3.64. Эпюры M н N в кольце, подкрепленном треугольником и опирающемся на седловую опору с углом охвата 60°

жения стержней. Приварка обеих полок электродами типа Э42А обеспечивает равнопрочность соединения и цельного уголка и позволяет исключить коэффициент условий работы $m=0{,}75$, необходимый при расчете сжатого уголка, прикрепленного одной полкой. Достоинством рекомендуемого решения является также возможность холодной вальцовки колец, в то время как при обычно применяемом решении кольца на стоечной опоре необходима горячая обработка металла, предназначенного для изготовления колец. При переходе на новую опорную конструкцию протяженность швов в каждом горизонтальном газгольдере или резервуаре объемом 160—200 $м^3$ уменьшится на 37—39 $м$, так как «чистое» кольцо сваривается из двух полос, а кольцо, подкрепленное двумя стержнями (рис. 3.60), состоит из одного уголка, приваренного пером к внутренней поверхности стенки корпуса.

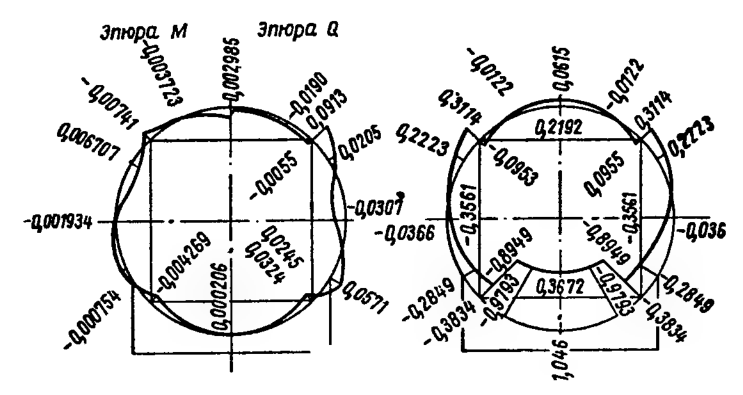


Рис 3.65. Эпюры M, Q и N в кольце, подкрепленном квадратом и опирающемся на седловую опору с углом охвата 120°

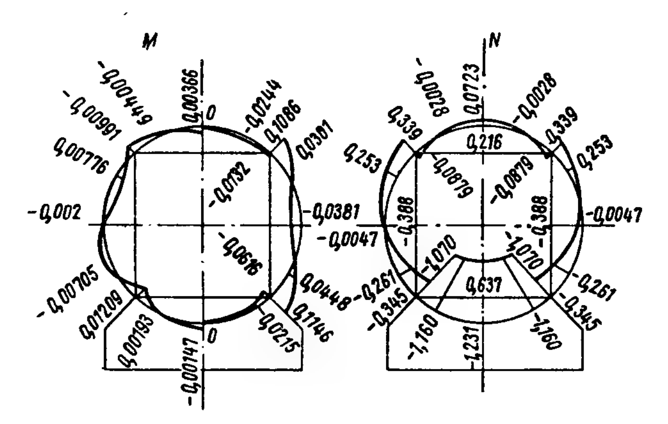


Рис. 3.66. Эпюры M, Q и N в кольце, подкрепленном квадратом и опирающемся на седловую опору с углом охвата 90°

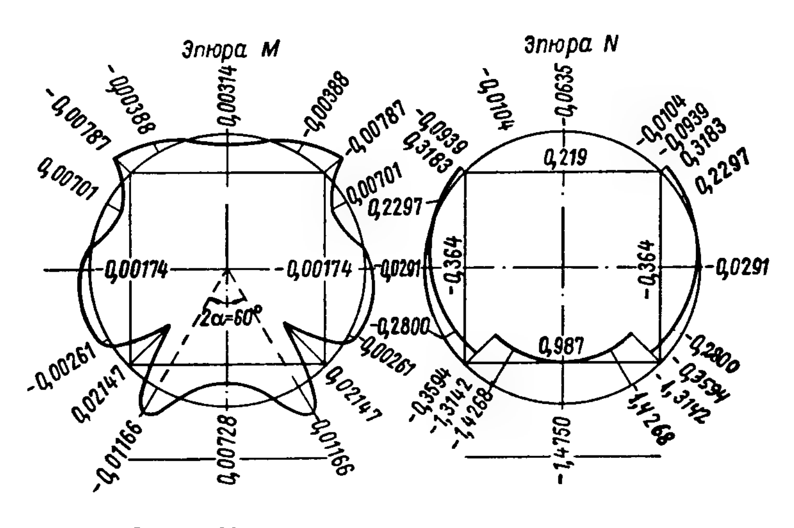
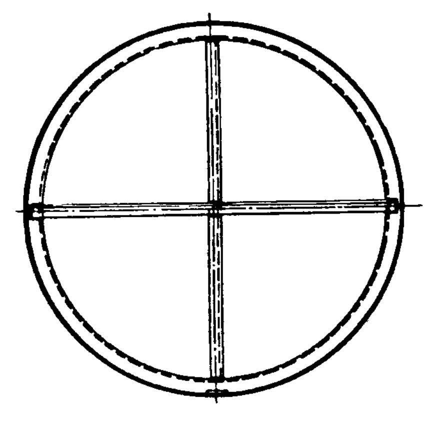


Рис. 3.67. Эпюры M и N в кольце, подкрепленном квадратом и опирающемся на седловую опору с углом охвата 60°

Горизонтальные стержни следует проектировать из тонких равнобоких уголков (каждый стержень из одного уголка).

Используя эпюры моментов и продольных сил (рис. 3.61), подбирают сечение опорного кольца; в его расчетное сечение включается (кроме уголка) полоса оболочки корпуса шириной от 25 толщин (для низколегированной стали) до 30 толщин (для углеродистой стали), не считая ширины контакта кольца и оболочки. Для алюминиевых резервуаров ширину полосы стенки корпуса можно принимать равной 20 толщинам оболочки. Прямые стержни диафрагм проверяются на действие соответствующих продольных сил.


Рис. 3.68. Конструкция опорного кольца, усиленного прямым крестом

Аналогичным образом рассчитаны: кольца, подкрепленные треугольником и опирающиеся на седловую опору с углами охвата 120° (рис. 3.62), 90° (рис. 3.63) и 60° (рис. 3.64); кольцо, подкрепленное квадратом и опирающееся на седловую опору с углами охвата 120° (рис. 3.65), 90° (рис. 3.66) и 60° (рис. 3.67).

Построенные эпюры моментов и продольных сил позволяют быстро и достаточно точно производить статический расчет на гидростатическое давление и собственный вес резервуара с подбором сечения колец и прямых стержней опорных диафрагм при различных условиях опирания резервуара, а также делать технико-экономические сравнения вариантов конструктивных решений.

Применение рекомендуемых в данной главе конструкций опорных диафрагм позволит получить экономию металла и обеспечить технологичность внутренних конструкций надземных горизонтальных резервуаров и газгольдеров постоянного объема.

Для расчета опорного кольца, усиленного прямым крестом (рис. 3.68), можно использовать табл. 3.9 (относительные значения изгибающих моментов и продольных сил для кольца, опертого на седловую опору, с углом охвата $2\alpha = 120°$), табл. 3.10 (то же, с углом охвата 90°), табл. 3.11 (то же, с углом охвата 60°) и табл. 3.12 (относительные величины усилий $\frac{X_3}{\gamma l r^2}$ в горизонтальном стержне и усилий $\frac{X_4}{\gamma l r^2}$ в вертикальном стержне).

Таблица 3.9

θ	$\frac{M}{\gamma l r^3}$	$\frac{N}{\gamma l r^2}$
0°	—0,0215	0,1598
30°	0,00530	0,1196
45°	0,00529	0,0401
60°	0,00268	—0,0660
90°	0,01928	—0,299
120°	—0,01826	—0,587
135°	—0,00208	—0,674
150°	0,00908	—0,743
180°	—0,00785	—0,827

Таблица 3.10

θ	$\frac{M}{\gamma l r^3}$	$\frac{N}{\gamma l r^2}$
0°	—0,0447	0,1971
30°	0,00831	0,1831
45°	0,01531	0,1107
60°	0,01492	0,00672
90°	0,0213	—0,237
120°	—0,0382	—0,546
135°	—0,01683	—0,629
150°	0,01538	—0,676
180°	—0,00298	—0,761

Правило знаков принято обычное: положительный момент растягивает внутренний край кольца; растягивающая продольная сила считается положительной.

Таблица 3.11

θ	$\frac{M}{\gamma l r^3}$	$\frac{N}{\gamma l r^2}$	θ	$\frac{M}{\gamma l r^3}$	$\frac{N}{\gamma l r^2}$
0°	—0,0777	0,264	120°	—0,0488	—0,457
30°	0,01369	0,288	135′	—0,0396	—0,552
45°	0,0297	0,225	150°	—0,00714	—0,584
60°	0,0305	0,1221	180°	0,01177	—0,647
90°	0,01614	—0,1423			

Таблнца 3.12

$\frac{X_i}{\gamma l r^2}$	2 α		
	120°	90°	60°
$X_3:\gamma l r^2$	0,269	0,259	0,1775
$X_4:\gamma l r^2$	—0,1866	—0,3115	—0,501

Горизонтальный (растянутый) стержень следует приваривать одной полкой к опорному кольцу, а вертикальный (сжатый) — обеими полками, чтобы не вводить при расчете на продольный изгиб коэффициент условий работы $m=0{,}75$. Расчетная длина сжатого стержня равна половине его геометрической длины, поскольку он поддерживается растянутым стержнем посередине.

При большом угле охвата резервуара седловой опорой ($2\alpha=120°$) кольцо, подкрепленное прямым крестом, оказывается экономически выгоднее кольца, усиленного треугольником или квадратом.

Основы конструирования горизонтальных резервуаров кругового сечения

Для экономии металла и удобства контроля все соединения листов корпуса и днища желательно выполнять стыковыми, независимо от принятой технологии изготовления резервуаров (отдельными обечайками, рулонным способом или методом упругого деформирования).

Соединение колец жесткости со стенкой корпуса желательно выполнять впритык двусторонним прерывистым швом, накладываемым в шахматном порядке с длиной шпонки 100 *мм* и разрывом между шпонками 200 *мм*; толщина этих швов — в пределах 4—8 *мм* в зависимости от толщины стенки резервуара и толщины кольца жесткости.

Для внутренних прерывистых швов, прикрепляющих к корпусу уторный уголок плоскодонного резервуара и борт пологого конического днища, длины шпонок остаются такими же (100 *мм*), а просвет между шпонками уменьшается вдвое (до 100 *мм*).

Желательно во всех случаях, когда это возможно, предусматривать опорные кольца, которые обеспечивают значительно более четкую работу резервуара под поперечной неосесимметричной нагрузкой, надежность и безопасность эксплуатации конструкции.

Если опорные кольца расположены в плоскостях опор двухопорного горизонтального резервуара, междуопорную часть резервуара следует рассчитывать на неосесимметричные нагрузки по изложенной методике, как ортотропную замкнутую цилиндрическую оболочку средней длины.

Внутренние опорные кольца горизонтальных резервуаров рационально выполнять из одиночного уголка, согнутого таким образом, чтобы полка, перпендикулярная плоскости кольца, была обращена к центру поперечного сечения резервуара. Это обеспечивает технологичность конструкции и экономию металла.

Допускаемое СНиП III-В.5-62 («Правила изготовления, монтажа и приемки металлических конструкций») наименьшее значение радиуса вальцовки уголков, равное 45 ширинам полки, лежащей в плоскости кольца, для данного случая сильно завышено, так как при радиусе гибки, равном пятнадцатикратной ширине полки уголка, относительная линейная деформация внутреннего края свальцованного кольца не превышает 2,4%, а зона наружного края кольца, подвергнувшаяся интенсивному наклепу, получит отжиг в процессе сварки уголка со стенкой резервуара. Вполне допустимым можно считать минимальный радиус

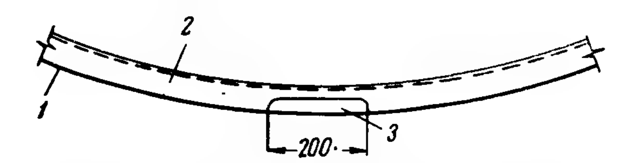


Рис. 3.69. Вырез в нижней части опорных и промежуточных колец жесткости резервуара, необходимый для стока подтоварной воды и отстоя

1 — оболочка резервуара; *2* — кольцо жесткости; *3* — отверстие для стока осадков

вальцовки колец жесткости горизонтальных резервуаров, равный 15 ширинам полки уголка, расположенной в плоскости кольца. При меньших радиусах вальцовки гибку колец можно производить только в горячем состоянии. Сказанное относится только к уголкам, согнутым так, что полка, перпендикулярная плоскости кольца, обращена к центру сечения резервуара. В противном случае радиус вальцовки не должен быть менее 45 ширин полки, лежащей в плоскости кольца.

При отношении радиуса корпуса к толщине его стенки более 200 помимо опорных колец в каждой обечайке следует предусматривать промежуточное кольцо жесткости для обеспечения жесткости при транспортировании, монтаже, при вакууме, а также для гарантии требуемой точности измерения объема жидкости, заполняющей резервуар.

В нижней части опорных и промежуточных колец жесткости делается вырез шириной не менее 150 *мм*, необходимый для стока подтоварной воды и отстоя (рис. 3.69).

Соединения промежуточных колец жесткости и опорных колец необходимо выполнять встык и располагать их в местах наименьших напряжений, чтобы избежать применения усиливающих накладок: в неподкрепленном кольце — в сечении, соответствующем угловой координате, отсчитываемой от верхнего сечения кольца и равной 45°; в кольцах, опирающихся на седловую опору, подкрепленных треугольником, квадратом, прямым крестом или горизонтальным стержнем, расположенным посредине кольца, — в сечении, соответствующем угловой координате 30°; в кольце, опирающемся на седловую опору и подкрепленном горизонтальным стержнем, отстоящим на половину радиуса от низа кольца, — в сечении $\theta=45°$; в кольце, опирающемся на две стойки, расположенные против концов горизонтального диаметра, и усиленном двумя горизонтальными стержнями, — в сечении $\theta=30°$.

Высоту от земли до низа стационарного надземного резервуара (в свету) следует принимать равной 1, 2 или 3 *м* из условия унификации опор в зависимости от условий эксплуатации и рельефа местности. Ширину седловых опор для резервуаров емкостью до 16 $м^3$ следует принимать не менее 200 *мм*, от 20 до 50 $м^3$ — 300 *мм*, от 63 до 100 $м^3$ — 400 *мм*, от 125 до 200 $м^3$ — 500 *мм*, от 250 до 350 $м^3$ — 600 *мм*.

Кольца жесткости резервуаров, не имеющих внутренней облицовки,

располагают с внутренней стороны, а при наличии внутренней облицовки — с наружной стороны корпуса.

Сопряжение усиливающих стержней с опорным кольцом желательно выполнять без узловых листов, что позволяет устранить разметку и наметку при изготовлении деталей опорных диафрагм резервуаров, упростить сборку и сварку диафрагм и уменьшить расход металла. Одно из возможных конструктивных решений указанного сопряжения приведено на рис. 3.70; обушки уголков подкрепляющих стержней должны быть обращены к центру диафрагм и обе полки уголка приварены непосредственно к опорному кольцу. Резка при помощи упора обеспечивает требуемую точность длины уголков и позволяет без затруднений реализовать предлагаемое решение.

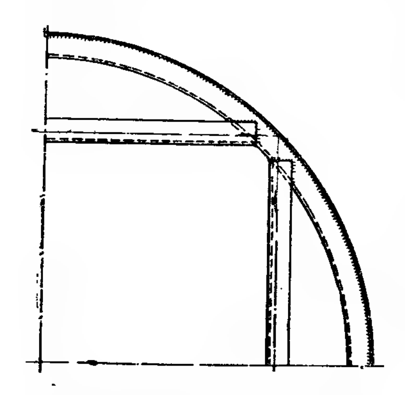


Рис. 3.70. Рекомендуемое сопряжение усиливающих стержней с опорным кольцом горизонтального резервуара

Опорные кольца можно изготовлять при необходимости из низколегированной безникелевой стали марки 14Г2, 10Г2С1, 10Г2СД. Прямые стержни диафрагм следует выполнять из углеродистой стали марки ВМСт.3сп, так как эти стержни имеют относительно большую гибкость и потому их изготовление из низколегированной стали нерационально.

Первое предельное состояние корпуса надземного горизонтального резервуара (при расчете на прочность и на устойчивость) выражается следующими расчетными неравенствами:

1) суммарное растягивающее напряжение (как продольное, так и кольцевое) от расчетных нагрузок (с учетом коэффициентов перегрузки действующих нагрузок и воздействий) не должно превышать расчетного сопротивления металла, взятого с учетом коэффициента условий работы (при нормальной температуре для углеродистой стали $mR = 0{,}8 \cdot 2100 \approx 1700$ *кГ/см*², для низколегированной стали $mR = 0{,}8 \cdot 2900 \approx 2300$ *кГ/см*² и т. д.);

2) максимальное сжимающее напряжение (как кольцевое, так и продольное) от расчетных нагрузок не должно превышать по абсолютной величине соответствующего нижнего критического напряжения; в случае всестороннего сжатия

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{1к}} + \frac{\sigma_2}{\sigma_{2к}} \leqslant 1, \tag{3.99}$$

где σ_1 — продольное сжимающее напряжение;
σ_2 — кольцевое сжимающее напряжение;
$\sigma_{1к}$ — продольное критическое напряжение;
$\sigma_{2к}$ — кольцевое критическое напряжение.

Второе предельное состояние корпуса резервуара (при расчете на жесткость) определяется следующими расчетными неравенствами:

1) прогиб упругой линии резервуара как балки кольцевого сечения от нормативных нагрузок (без учета коэффициентов перегрузки) не должен превышать предельного прогиба $f = l/600$;

2) радиальное перемещение любой точки срединной поверхности стенки резервуара не должно быть больше двойной толщины стенки и одновременно $^1/_{100}$ радиуса кривизны.

Горизонтальный резервуар должен быть прочным, устойчивым, жестким, непроницаемым и долговечным; кроме того, его конструкция должна обеспечивать требуемую точность измерения объема продукта.

Исходя из этих положений и стоимостных показателей, для малых емкостей и давлений следует рекомендовать резервуары с плоскими

безреберными днищами, для средних объемов и давлений — резервуары с пологими коническими днищами, для больших емкостей и средних давлений — резервуары с цилиндрическими днищами, для высоких давлений при любой вместимости — резервуары с эллипсоидальными или полушаровыми днищами. При проектировании горизонтальных резервуаров необходимо предусматривать соответствующие противопожарные разрывы и их заземление для защиты от статического электричества.

§ 4. ШАРОВЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ

Для хранения сжиженных газов при емкости сосуда 600—4000 *м*^{3} применяют шаровые резервуары, работающие под давлением от 2,5

Рис. 3.71. Шаровые резервуары на нефтехимическом комбинате

до 18 *кГ/см*^{2} (рис. 3.71). При меньшей емкости применение шаровых резервуаров нерационально, так как они становятся менее экономичными, чем горизонтальные цилиндрические резервуары. Нецелесообразны шаровые резервуары и при давлении свыше 18 *кГ/см*^{2}, поскольку при таком давлении толщина стенки резервуара получается значительной и ее расчетное сопротивление заметно снижается из-за худшего обжатия стали при прокатке.

В 60-х годах ЦНИИПроектстальконструкция запроектировал шаровые резервуары для сжиженных нефтяных газов емкостью 600—4000 *м*^{3} (рис. 3.72).

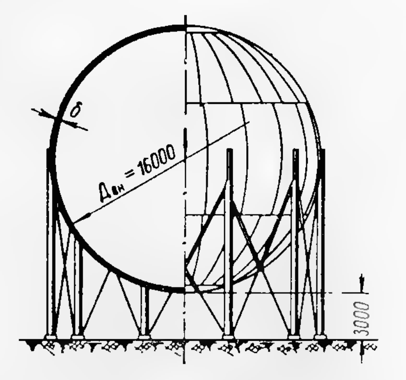


Рис. 3.72. Шаровой резервуар для хранения сжиженного газа, опирающийся на систему стоек

В табл. 3.13 приведены основные показатели этих шаровых резервуаров (без учета опор и фундаментов).

В резервуарах для хранения легких фракций бензина, сжиженного бутана и бутилена при отрицательной температуре возможен вакуум. В таких резервуарах необходимы: установка соответствующих клапанов, заполнение азотом при превышении допустимого вакуума и проверка устойчивости оболочки при предельном вакууме.

Сферическая оболочка при действии наружного равномерного давления p, нормального к ее поверхности, проверяется на устойчивость по формуле

$$\sigma \leqslant \sigma_к, \qquad (3.100)$$

где $\sigma_к = 0{,}1E\,\frac{\delta}{r}$ — критическое напряжение при $r/\delta \leqslant 500$;

$\sigma_к = 1{,}82\sqrt{\frac{\delta}{r}\cdot\frac{E\delta}{r}}$ — критическое напряжение при $r/\delta > 500$;

$\sigma = \frac{pr}{2\delta}$ — расчетное напряжение в оболочке от вакуума (коэффициент перегрузки для вакуума $n = 1{,}15$);

δ — толщина оболочки;

r — радиус срединной поверхности оболочки.

Таблица 3.13

Объем в $м^3$: номинальный $V_н$	Объем в $м^3$: геометрический $V_г$	Объем в $м^3$: коэффициент заполнения K	Внутренний диаметр D, в $м$	Хранимый продукт	Давление в $кГ/см^2$: расчетное p	Давление в $кГ/см^2$: при 50° С	Давление в $кГ/см^2$: при −40° С	Толщина стенки δ в $мм$	Вес оболочки: G, $т$	Вес оболочки: $G/кVp$, $кг/м^3$	Стоимость оболочки: S, тыс. руб.	Стоимость оболочки: $S/кVp$, $руб/м^3$
600	606	0,9	10,5	Легкие фракции бензина	2,5	2	−0,96	12	34	26	12,8	9,4
600	606	0,85	10,5	Бутан, бутилен	6	5,7	−0,82	16	45	14,6	17	5,5
600	606	0,85	10,5	Пропан	18	17	0,1	34	96	10,4	39	4,2
900	905	0,85	12	»	18	17	0,1	38	140	10,2	56,5	4,1
2000	2145	0,9	16	Легкие фракции бензина	2,5	2	−0,96	16	104	21,5	39	8,1
2000	2145	0,85	16	Бутан, бутилен	6	5,7	−0,82	22	143	13,1	58	5,3
4000	4189	0,9	20	Легкие фракции бензина	2,5	2	−0,96	18	183	19,3	74	7,8
4000	4189	0,85	20	Бутан, бутилен	6	5,7	−0,82	28	285	13,3	116	5,4

Расчет на прочность оболочек шаровых резервуаров приведен в главах 17, 19, 20. Раскрой шаровой оболочки может быть футбольным и параллельно-меридиональным. В СССР принят второй из этих способов, так как он обеспечивает возможность автоматической сварки. При выборе варианта параллельно-меридионального раскроя следует стремиться к уменьшению количества отходов при относительно небольшой протяженности швов. Некоторые варианты раскроя шарового резервуара емкостью 2000 $м^3$ показаны на рис. 3.73. В табл. 3.14 показаны про-

Таблица 3.14

Вариант раскроя (рис. 3.73)	Размеры листов в *мм*	Отходы стали при раскрое в %	Протяженность швов в *м*	Примечание
а	2300×6000, 2600×7000	24	520	Вариант применим при вертикальных стойках, примыкающих к экваториальной части шара
	2300×5500, 2600×7000	20,1	531	
	2600×8300	10,9	556	
	2100×7000, 2600×7000	7,4	650	
	1600×7000	7,7	807	
	2600×7500	8,8	616	
	2100×7000	8,6	750	
б	2000×8400	21	597	Вариант применим при наклонных стойках, примыкающих к шару ниже его экваториальной части
в	2600×8000	14,5	488	Вариант применим при вертикальных стойках

цент отходов стали при различных вариантах раскроя и протяженность швов в шаровом резервуаре емкостью 2000 $м^3$ ($D = 16$ *м*, площадь поверхности 808,6 $м^2$).

Рациональным является вариант *а* из листов размером 2600×7500 *мм*, дающий отходы в количестве 8,8% и протяженность швов, равную 616 *м*.

Предпочтительны широкие и не очень длинные листы (не длиннее 8 *м*). Максимальная ширина крупноразмерных листов — 3000 *мм*. Листы сечением до 2100×16 *мм* вальцуют по шаровой поверхности на станке Г. С. Сабирова в холодном состоянии. Листы большей ширины и толщины штампуют на гидравлических прессах при нагреве стали до 800—850° С.

Автоматическая сварка собранной сферической оболочки производится на специальном манипуляторе (рис. 3.74). Оболочка вращается в необходимом направлении со скоростью 20—23 *м/ч*. Манипулятор обеспечивает сварку всех швов в нижнем положении. Сварочный трактор ТС-17М или ТС-34 при вращении шара находится в неизменном положении: при сварке с наружной стороны — вверху на резервуаре при сварке с внутренней стороны — внизу, внутри резервуара.

Волжским монтажным управлением треста Нефтезаводмонтаж определены технико-экономические показатели монтажа шарового резервуара емкостью 600 $м^3$ из блоков с применением ручной сварки и крупноблочного монтажа с применением 100%-ной автоматической сварки (табл. 3.15).

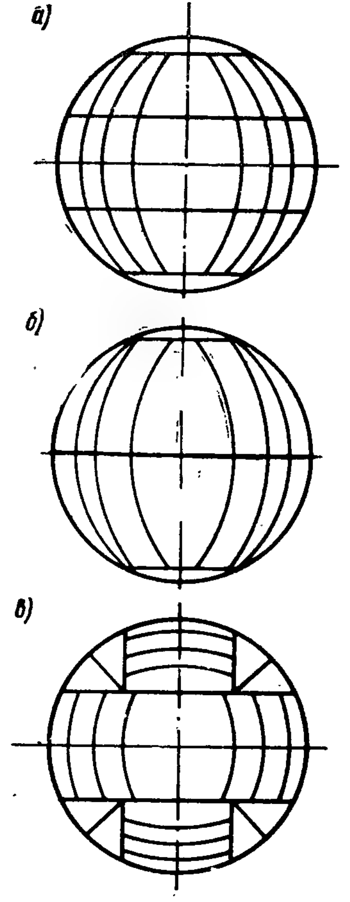


Рис. 3.73. Варианты раскроя шарового резервуара объемом 2000 $м^3$

а — трехпоясной меридиональный; *б* — двухпоясной меридиональный; *в* — одиопоясной смешанный

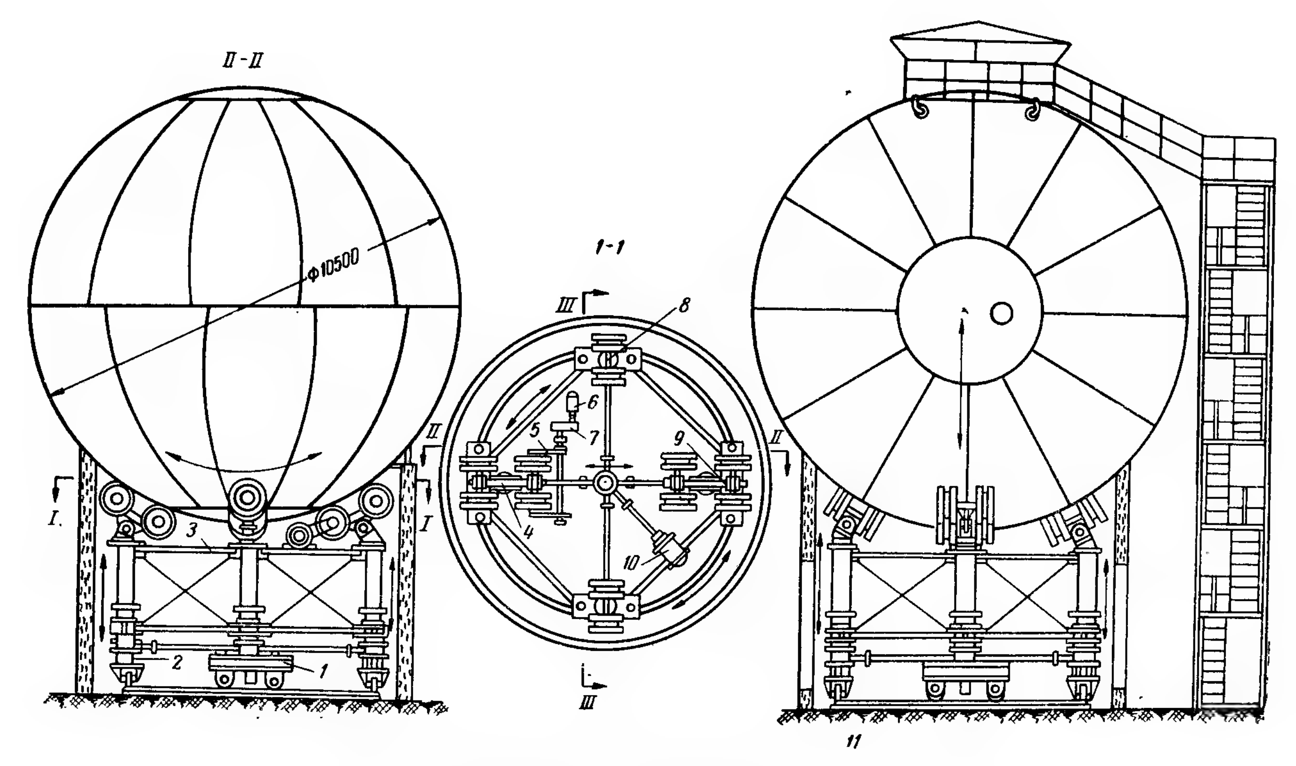


Рис. 3.74. Маннпулятор для сварки шаровых резервуаров

1 — катки; *2* — опора; *3* — ферма; *4* — передияя ведущая роликовая опора; *5* — цепиая передача; *6* — электродвнгатель; *7* — редуктор; *8* — бсковые роликсвые опоры; *9* — задияя ведущая роликовая опора; *10* — малая коническая шестерня; *11* — кольцевой путь

Таблица 3.15

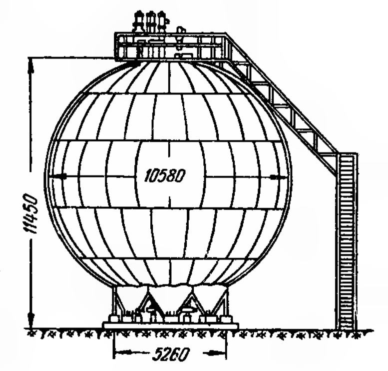
Показатель	Монтаж из блоков с применением ручной сварки	Крупноблочный монтаж с автоматической сваркой всех швов оболочки
Трудовые затраты в чел.-час.	1686	963
Заработная плата в руб.	1119	668
Стоимость механизмов в руб.	790	549

Новый метод монтажа и сварки позволяет собрать и сварить оболочку шарового резервуара объемом 600 *м*³ за 12 дней; стоимость изготовления и монтажа такого резервуара составляет 34 430 руб. (при прежних методах изготовления и монтажа его стоимость составляла 67 390 руб.).

Действующими правилами предусматривается 100%-ный контроль качества сварных соединений. Все швы сначала контролируются ультразвуком; сомнительные места и все места пересечения швов проверяются рентгеном. Только при таком контроле сварные швы можно считать равнопрочными основному металлу.

Опоры шаровых резервуаров могут быть различных конструкций. Широкое применение получила система опирания, состоящая из отдельных вертикальных или наклонных стоек, прикрепленных к шару по экватору или несколько ниже. Число стоек для резервуаров емкостью 600 и 900 *м*³ равно восьми, емкостью 2000 *м*³—12, 4000 *м*³—16.

Нередко применяют опору в виде цилиндрического стакана, на верхний край которого опирается резервуар (рис. 3.75). Диаметр стакана равен половине диаметра резервуара, что соответствует углу охвата 60°.



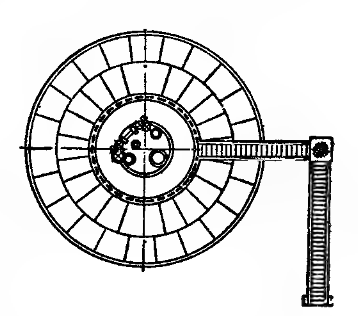


Рис. 3.75. Шаровой резервуар емкостью 600 *м*³, опирающийся на цилиндрический стакан

Сжиженный газ входит в резервуар через трубопровод, подведенный к верхней части шара и доходящий почти до дна резервуара. Для выпуска жидкого газа в нижней части дна имеется выпускной трубопровод. Оболочка шаровых резервуаров для хранения жидкостей, не вызывающих коррозии стали, выполняется из низколегированной стали марки 09Г2С (ГОСТ 5058—65) с дополнительной гарантией ударной вязкости при отрицательной температуре. ЦНИИПроектстальконструкция применил для шаровых резервуаров 600 и 900 *м*³ высокопрочную сталь класса С60, неразупрочняемую при сварке и имеющую расчетное сопротивление $R = 4400$ *кГ/см*², что позволило уменьшить толщину оболочки с 34 до 25 *мм* и с 38 до 28 *мм* (соответственно).

Для хранения агрессивных жидкостей, вызывающих коррозию стали, следует применять двухслойную сталь по ГОСТ 10885—64 с основным слоем из углеродистой стали и плакирующим слоем из нержавеющей стали (ВМСт.3сп+Х18Н10Т). Толщина плакирующего слоя изменяется от 0,1 до 0,2 общей толщины биметалла. Стоимость двухслойной стали примерно в 4—5 раз больше стоимости малоуглеродистой стали.

Трубчатые опоры выполняют из горячекатаных труб (сталь 20

мартеновская спокойная по ГОСТ 8731—58* или ГОСТ 1050—60, а для северных условий — сталь 09Г2 или 10Г2 по ВТУ СН 286—64).

Сварка оболочки должна выполняться автоматами с полным проплавлением по толщине стенки, причем показатели плотных швов должны быть не ниже, чем для электродов Э50 (оболочки из низколегированной стали) или Э85 (оболочки из высокопрочной стали С60) по ГОСТ 9467—60. Ручную сварку (воротников, усилений, патрубков из низколегированной стали) производят электродами Э50А по ГОСТ 9467—60. Опорные конструкции (стойки, связи и т. п.) на заводе и при монтаже сваривают электродами Э42А по ГОСТ 9467—60.

Оболочку резервуара рассчитывают на гидростатическое давление сжиженного газа и на избыточное давление. Удельные веса некоторых сжиженных газов приведены в табл. 3.16.

Таблица 3.16

Температура в °С	Удельный вес в $т/м^3$		
	легких фракций бензина	бутана, бутилена	пропана
0	0,64	0,58	0,58
50	0,59	0,52	0,45

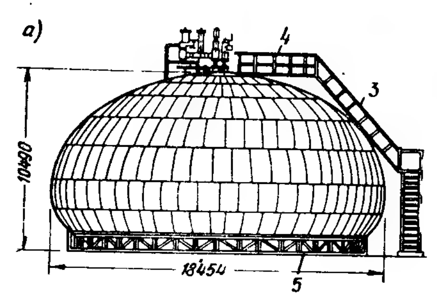
При испытании основными нагрузками являются вода и пробное давление.

При расчете опор и фундаментов необходимо учитывать вес резервуара с оборудованием, вес вспомогательных конструкций, вес воды при испытании, вес продукта, вес сжиженного газа, ветровую и снеговую нагрузки, нагрузку от обслуживающего персонала и температурные воздействия.

§ 5. КАПЛЕВИДНЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ

При длительном хранении автомобильного бензина (при числе наполнений в год менее восьми) выгодно применение каплевидных резервуаров (рис. 3.76), имеющих форму, которую принимает капля жидкости, лежащая на несмачиваемой горизонтальной плоскости, под действием сил поверхностного натяжения. Такой резервуар является равнопрочным в условиях основного расчетного режима (гидростатическое давление бензина и избыточное давление паровоздушной смеси) и, удерживая пары от рассеивания в атмосфере, позволяет значительно уменьшить потери бензина при его долговременном хранении. Каплевидные резервуары рационально применять при емкости 2000—6000 $м^3$, внутреннем давлении в паровоздушном пространстве 0,3—0,5 $кГ/см^2$ и вакууме 300 *мм вод. ст.*

В СССР построено пять каплевидных резервуаров емкостью 2000 $м^3$



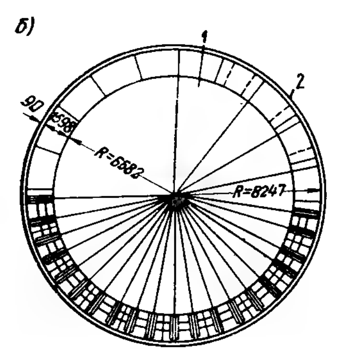


Рис. 3.76. Каплевидный резервуар с опорным кольцом

а — боковой вид; *б* — план; *1* — днище; *2* — корпус; *3* — лестница; *4* — площадка с оборудованием; *5* — опорное кольцо

(один — на Северном Кавказе и четыре — в Подмосковье). В некоторых зарубежных странах (США, Франции) каплевидные резервуары получили большое распространение.

Под действием максимального гидростатического давления бензина и наибольшего давления в паровоздушном пространстве резервуара элементы каплевидной оболочки испытывают одинаковые растягивающие напряжения в обоих главных направлениях срединной поверхности оболочки. Наименьший объем газового пространства каплевидного резервуара обычно составляет 10% полного геометрического объема хранилища.

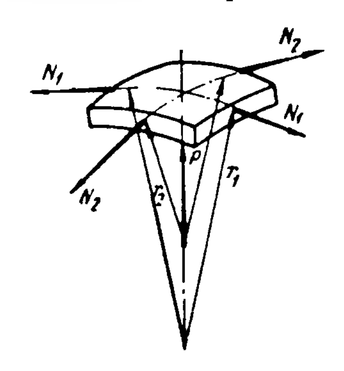


Рис. 3.77. Элемент оболочки каплевидного резервуара двоякой кривизны

Поскольку каплевидный резервуар представляет собой оболочку вращения, для него применимо уравнение Лапласа

$$\frac{N_1}{r_1} + \frac{N_2}{r_2} = p = p_г + p_и = \gamma (h + h_и), \quad (3.101)$$

где N_1 и N_2 — меридиональное и кольцевое усилия на единицу длины соответствующего нормального сечения оболочки, связанные с напряжением σ и толщиной оболочки δ формулой $N = \sigma\delta$;

r_1 и r_2 — радиусы главных кривизн (r_1 — меридиональный, r_2 — кольцевой);

p — нормальное давление в рассматриваемом элементе оболочки (рис. 3.77), складывающееся из гидростатического давления $p_г = \gamma h$ и избыточного давления в паровом пространстве резервуара $p_и = \gamma h_и$;

h — расстояние от элемента оболочки до наивысшего уровня жидкости;

$h_и$ — напор в единицах длины (*см*) столба жидкости, эквивалентный избыточному давлению;

γ — удельный вес жидкости (для автомобильного бензина $\gamma = 0{,}00076$ *кГ/см*^{3}).

Полагая в уравнении (3.101) из условия равнопрочности $N_1 = N_2 = N$, получим:

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{p_г + p_и}{N} = \frac{\gamma}{N}(h + h_и). \quad (3.102)$$

Так как оболочка имеет постоянную толщину, то во всех ее элементах (кроме зоны краевого эффекта у опорного кольца) $\sigma_1 = \sigma_2 = R$ (R — расчетное сопротивление растяжению сварного шва встык). Получаем основное уравнение для расчета каплевидного резервуара

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{\gamma}{\delta R}(h + h_и). \quad (3.103)$$

Построение меридиональной кривой производится графо-аналитическим способом.

Шаровую оболочку можно рассматривать как частный случай каплевидной оболочки, когда удельное значение гидростатического давления мало по сравнению с избыточным давлением и $r_1 = r_2 = r$.

Проведенные в 1953 г. экспериментальные исследования каплевидных резервуаров выявили возможность отказа от каркаса, а также уменьшения толщины оболочки в подэкваториальной части без ущерба для их прочности и устойчивости.

Недостатком каплевидных резервуаров двоякой кривизны является относительная сложность их изготовления и монтажа, вследствие чего они значительно дороже вертикальных цилиндрических резервуаров (при равной емкости). Однако это увеличение стоимости окупается в течение первых лет эксплуатации сокращением потерь бензина при хранении.

В СССР Я. А. Рапопортом разработан метод монтажа круглых в плане каплевидных резервуаров из рулонных заготовок [101].

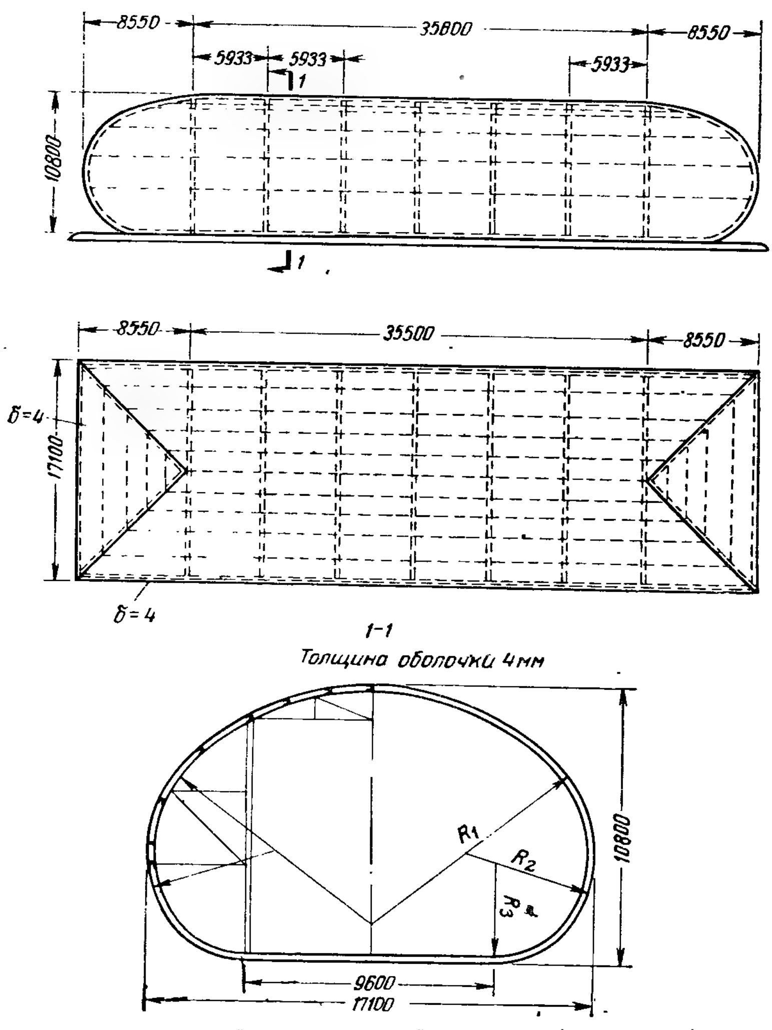


Рис. 3.78. Каплевидный цилиндрический резервуар (цилиндроид) конструкции А. Г. Соколова

Заслуживают внимания каплевидные резервуары нулевой гауссовой кривизны (рис. 3.78) емкостью 4500—12 000 *м*³, давлением 0,3—0,5 *кГ/см*² и вакуумом 300 *мм вод. ст.* Преимущества цилиндроидов заключаются в упрощении изготовления и монтажа оболочки по сравнению с каплевидным резервуаром положительной гауссовой кривизны (в указанном диапазоне объемов), большой повторяемости однотипных элементов оболочки диафрагм для резервуаров разных емкостей, простоте устройства основания и возможности более удобного рулонирования и разворачивания секций оболочки по сравнению с этими операциями для каплевидного резервуара двоякой кривизны. По исследованию

А. Г. Соколова цилиндрическая каплевидная оболочка при $r_ц > \sqrt[3]{\frac{2v}{3\pi}}$ более устойчива, чем каплевидная оболочка, круглая в плане (здесь $r_ц = \sqrt{\frac{F}{\pi}}$; F — площадь поперечного сечения цилиндрической каплевидной оболочки).

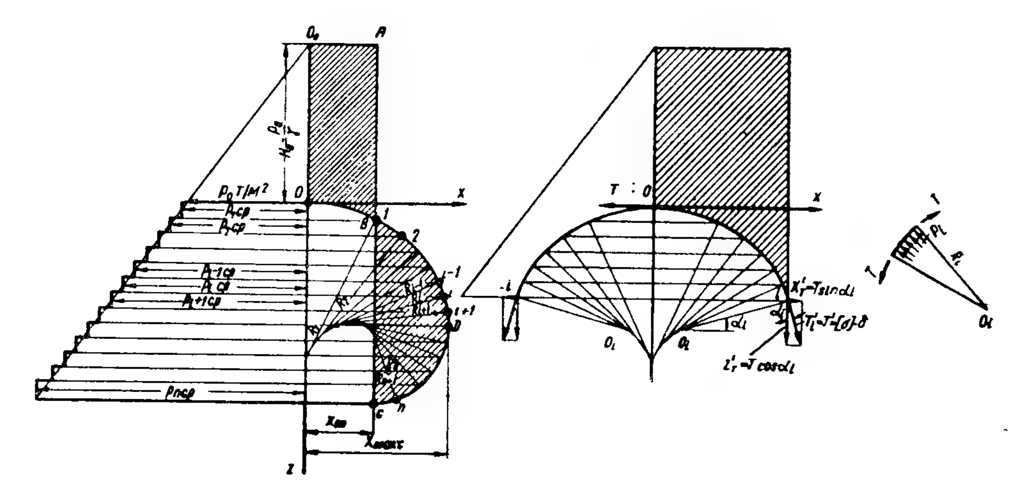


Рис. 3.79. Графо-аналитическое построение поперечного сечения оболочки цилиндрического каплевидного резервуара

При расположении координатных осей по рис. 3.79 зависимость между координатами, определяющими форму поперечного сечения оболочки, определится в результате совместного решения уравнений:

$$\Sigma X = 0; \quad T(1 - \sin\alpha) = \left(p_0 + \frac{\gamma z}{2}\right) z \tag{3.104}$$

и

$$\Sigma Z = 0; \quad x(p_0 + \gamma z) - \gamma \int_0^z \xi d\psi = T\cos\alpha, \tag{3.105}$$

где

$$\int_0^z \xi d\psi = \frac{F_i}{2},$$

устанавливающих условие равновесия части оболочки, находящейся между началом координат и текущими координатами, уравнения

$$r = \frac{T}{p_0 + \gamma z}, \tag{3.106}$$

устанавливающего условие равновесия элемента оболочки, вырезанного двумя плоскостями, нормальными к поверхности оболочки и проходящими через ее образующие, и дифференциального уравнения

$$r = \frac{[1 + (z')^2]^{3/2}}{z''}, \tag{3.107}$$

устанавливающего связь между радиусом кривизны и координатами.

Формулы

$$\pm (x_0 + r\cos\alpha) = x, \tag{3.108}$$

$$z_0 - r\sin\alpha = z \tag{3.109}$$

устанавливают связь между координатами центров кривизны и другими параметрами.

В приведенных формулах приняты следующие обозначения:

$T=\delta R$ — усилие на единицу длины оболочки в *Т/см*;
δ — толщина оболочки в *см*;
R — расчетное сопротивление металла в *Т/см*²;
p_0 — избыточное давление в *Т/см*²;
γ — удельный вес жидкости в *т/см*³;
r — радиус кривизны оболочки в рассматриваемой точке в *см*;
x; z (ξ, ψ) — текущие координаты оболочки в *см*;
α — угол между осью Oz и касательной к оболочке;
F_i — площадь части капли, ограниченной координатами $z_1=0$; $z_2=z$.

$$F_i = 2\int_0^z \xi d\psi; \qquad (3.110)$$

$p=p_0+\gamma z$ — давление в *Т/см*² на уровне с координатой z;
x_0, z_0 — текущие координаты центров кривизны в *см*.

Аналитическое решение системы уравнений (3.104) — (3.109) с неизвестными x, z, α и r практически невозможно, и для построения поперечного сечения цилиндрической каплевидной оболочки пользуются графо-аналитическим способом, позволяющим производить построение быстро и достаточно точно.

Для построения очертания оболочки эпюру давления разбивают по высоте на ряд равных участков (при толщине оболочки 4 *мм* и более достаточно разбивку делать через 0,5—1 *м*). В пределах каждого участка величина давления принимается постоянной

$$p_{i\,\text{ср}} = \frac{p_{i-1}+p_i}{2} = p_0 + \gamma\frac{z_{i-1}+z_i}{2} = p_0 + \gamma z_{i\,\text{ср}} \qquad (3.111)$$

и равной среднему значению давления в рассматриваемом участке. По формуле $r_i=T/p_{i\,\text{ср}}$ определяются значения радиусов кривизны как функций $z_{i\,\text{ср}}$. По вычисленным для различных участков оболочки значениям радиусов кривизны r строится ее очертание, причем построение начинается с верхнего участка, для которого центр кривизны лежит на оси Oz.

Поскольку в месте сопряжения предыдущего участка с последующим касательная к оболочке будет общей, то радиусы предыдущего и последующего участков должны лежать на одной прямой. На рис.3.80 показана последовательность построения оболочки.

Огибающая центров кривизны является эволютой кривой поперечного сечения цилиндрической каплевидной оболочки. Для наиболее характерных точек оболочки можно вычислить значение x, не производя графо-аналитических построений, при помощи формулы

$$z = -\frac{p_0}{\gamma} + \sqrt{\left(\frac{p_0}{\gamma}\right)^2 + \frac{2T}{\gamma}(1-\sin\alpha)}\,. \qquad (3.112)$$

Значение z для точки оболочки, имеющей максимальное значение x, найдется путем подстановки значения $\sin\alpha=0$:

$$z_{x_{\text{макс}}} = -\frac{p_0}{\gamma} + \sqrt{\left(\frac{p_0}{\gamma}\right)^2 + \frac{2T}{\gamma}}\,. \qquad (3.113)$$

Высота резервуара определится из условия $\sin\alpha=-1$:

$$H = Z_{\text{макс}} = -\frac{p_0}{\gamma} + \sqrt{\left(\frac{p_0}{\gamma}\right)^2 + \frac{4T}{\gamma}}\,. \qquad (3.114)$$

При помощи этих формул можно проверить правильность результатов, полученных графо-аналитическим способом.

Полуширина полосы контакта резервуара с основанием

$$x_{\text{о.п}} = \frac{\gamma F}{2\,(p_0 + \gamma H)}\,. \tag{3.115}$$

При этом площадь поперечного сечения цилиндроида определяется графо-аналитическим способом. С целью упрощения изготовления и монтажа можно принять для поперечного сечения оболочки коробовую кривую, состоящую из трех сопряженных круговых дуг (в каждой по-

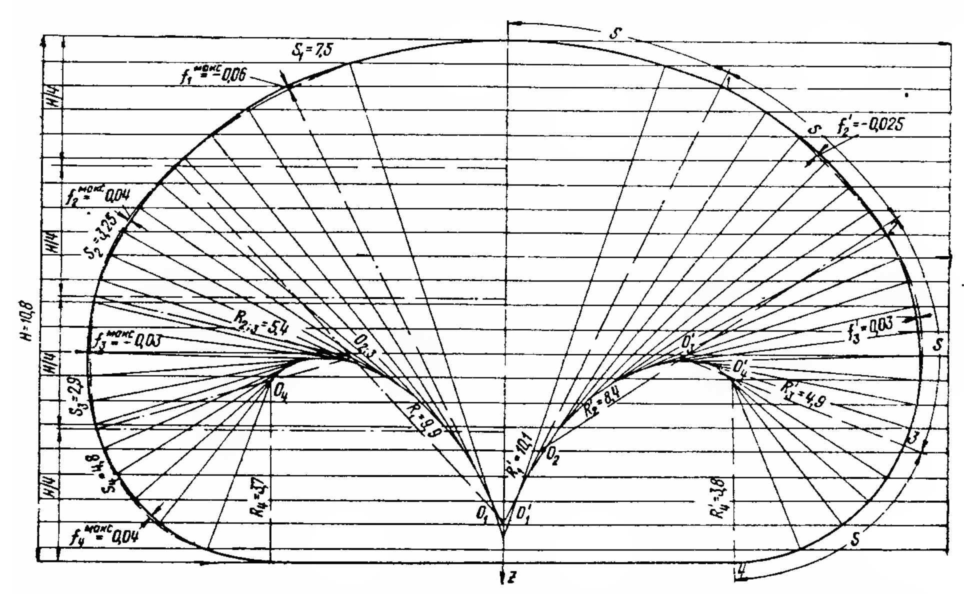


Рис. 3.80. Очертание поперечиого сечения цилиндрического каплевидного резервуара
——————— точное построение; —.—.—.—. приближенное построеиие

ловине), проведенных так, что они в двух точках касаются оболочки, построенной графо-аналитическим способом.

Изменение режима работы резервуара при разных уровнях жидкости, изменении избыточного давления, температурных и сейсмических воздействий усложняет напряженно-деформированное состояние цилиндроида и заставляет искать инженерные методы его расчета. Возможность замены теоретического очертания оболочки приближенным трехцентровым позволяет при расчете пользоваться для соответствующих участков с постоянной кривизной формулами, относящимися к цилиндрическим оболочкам кругового сечения.

Для обеспечения требуемой жесткости и устойчивости цилиндроид должен быть снабжен необходимым количеством шпангоутов и диафрагм и рассчитан на неполное заполнение жидкостью и другие несимметричные нагрузки, как ортотропная оболочка, лежащая на упругом основании. Оболочку необходимо приваривать к шпангоутам и диафрагмам тонкими сплошными швами, воспринимающими сдвигающие усилия, передаваемые оболочкой резервуара на шпангоуты и диафрагмы.

§ 6. РЕЗЕРВУАРЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ (ВЕРТИКАЛЬНЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ И ИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ РЕЗЕРВУАРЫ)

Из анализа общего уравнения потерь легкоиспаряющихся жидкостей следует, что при хранении под давлением можно устранить потери

от малых дыханий (в результате нагревания резервуара солнечными лучами) и частично уменьшить потери от больших дыханий (при наполнении резервуара продуктом [26]).

Объем паровоздушной смеси (смеси паров продукта и воздуха), который удается сохранить в резервуарах в результате применения клапана давления и вакуумного клапана

$$\Delta V = V \frac{\Delta p_к}{p_а + p_{к.д} - p_п}, \tag{3.116}$$

где V — объем парового пространства резервуара;

$\Delta p_к$ — сумма нагрузок клапана давления $p_{к.д}$ и клапана вакуума $p_{к.в}$;

$p_а$ — атмосферное давление, принимаемое равным 10 000 *мм вод. ст.*;

$p_п$ — давление паров хранимой жидкости (сырой нефти, бензина, лигроина, керосина и т. п.).

Эффект, получаемый от применения клапанов,

$$x = \frac{\Delta V}{V} 100 = \left(\frac{\Delta p_к}{p_а + p_{к.д} - p_п} 100 \right) \%. \tag{3.117}$$

В «атмосферных» резервуарах, рассчитанных на избыточное давление 20 *мм вод. ст.* и вакуум 25 *мм вод. ст.*, при давлении паров продукта $p_п = 2500$ *мм вод. ст.*

$$x = \frac{20 + 25}{10\,000 + 20 - 2500} 100 = 0,6\%. \tag{3.118}$$

Таким образом, дыхательные клапаны в резервуарах такого типа почти не снижают потерь от испарения хранимой жидкости, если давление ее паров относительно велико (тысячи *мм* водяного столба).

Для повышения $\Delta p_к = p_{к.д} + p_{к.в}$ ЦНИИТНефти предложено приварить настил кровли к каркасу покрытия, усилить каркас «атмосферных» резервуаров и навесить на крюки, приваренные к нижнему поясу резервуара, железобетонные плиты, исключающие возможность отрыва от основания периферийной части днища под действием избыточного давления паровоздушной смеси в пустом резервуаре и ветровой нагрузки. ЦНИИПроектстальконструкция вместо навески плит было предложено закреплять в грунте нижний пояс корпуса (а с ним и край днища) при помощи анкерных болтов, консолей, заглубленных железобетонных плит и пирамиды грунта (обратной засыпки). Давление в вертикальных цилиндрических резервуарах $\Delta p_к$ удалось повысить до 200+ +25=225 *мм вод. ст.*, а объем сохраняемых паров бензина — до 3%. Этот конструктивный прием не снижает потерь от больших дыханий, но заметно уменьшает потери от малых дыханий при хранении керосина и сырой нефти с низким потенциалом бензина. Для хранения под давлением 1000—5000 *мм вод. ст.* легковоспламеняющихся нефтепродуктов и сырой нефти с высоким потенциалом бензина конструктивная форма резервуаров большой емкости должна быть изменена.

Применение висячей и конической кровли в этих случаях становится недопустимым и приходится переходить к вертикальным цилиндрическим резервуарам с выпуклой кровлей: сфероидальной, сфероцилиндрической и комбинированной, к каплевидным резервуарам, многоторовым резервуарам и другим более сложной конструктивной формы по сравнению с типовыми вертикальными резервуарами общего назначения. Сфероидальная кровля обычно конструируется так, что основной радиус кривизны ее меридионального сечения равен диаметру резервуара, а радиус переходной кривой — $^1/_{10}$ основного радиуса. Меридиональная кривая сфероцилиндрического резервуара строится аналогично. Разница между этими типами кровли в том, что лепестки сфероидальной кровли

имеют двойную, а лепестки сфероцилиндрической кровли — одинарную кривизну (в пределах кривой постоянного радиуса). Последние вальцуются на обычных листогибочных вальцах без каких-либо дополнительных приспособлений. Расчет этих кровель идентичен, поскольку сфероидальную кровлю можно рассматривать как предел вписанной сфероцилиндрической кровли (при значительном количестве лепестков).

Представляют интерес резервуары, предложенные французским инженером Рибо (рис. 3.81). Резервуары Рибо емкостью 3500 и 10 000 $м^3$

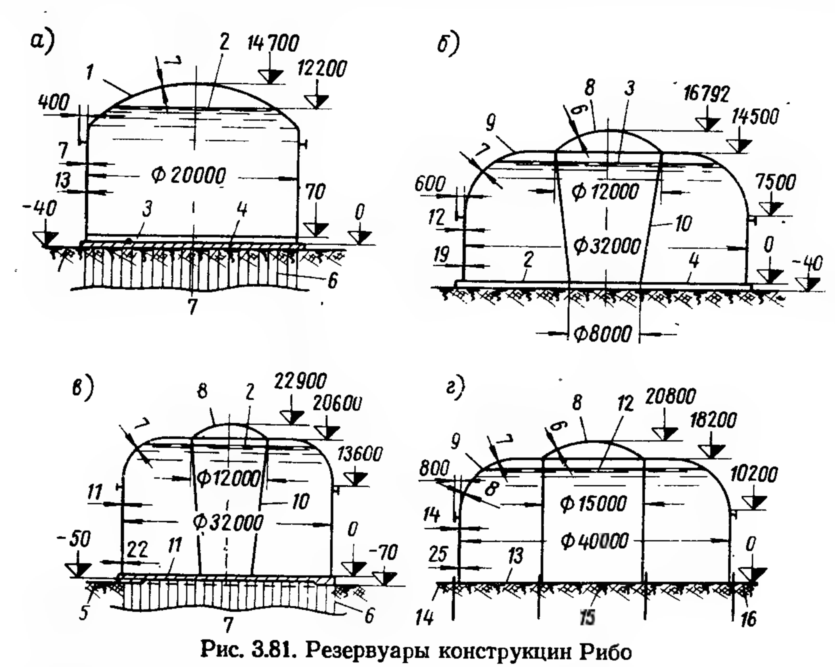


Рис. 3.81. Резервуары конструкции Рибо

а — объемом 3500 $м^3$; *б* — объемом 10 000 $м^3$; *в* — объемом 15 000 $м^3$; *г* — объемом 20 000 $м^3$; *1* — эллипсоидальный купол; *2* — бензин; *3* — вода; *4* — железобетонная плита; *5* — грунт; *6* — сваи; *7* — скала; *8* — сферический купол; *9* — эллипсоидальная часть кровли; *10* — трубчатые наклонные стойки; *11* — листовая облицовка железобетонной плиты; *12* — сырая нефть; *13* — плита по скальному основанию; *14, 15, 16* — анкерные болты

рассчитывают на избыточное давление паровоздушной смеси 1750 *мм вод. ст.*, а резервуары вместимостью 15 000 и 20 000 $м^3$ — на 1250 *мм вод. ст.* при длительном хранении в них бензина или сырой нефти; вакуум принят равным 50 *мм вод. ст.*

Резервуары системы Рибо из малоуглеродистой стали с пределом текучести 25 $кГ/мм^2$ строятся во Франции начиная с 50-х годов. Железобетонное днище воспринимает вертикальные усилия от корпуса и стоек-тяг, возникающие при действии избыточного давления паровоздушной смеси на покрытие резервуара. Эти усилия, направленные вверх, уравновешиваются весом плиты и ее сопротивлением изгибу, а также весом жидкости в резервуаре (минимальная толщина слоя бензина или сырой нефти 300 *мм*). Если резервуар строят на скальном основании, то бетонную плиту прикрепляют к нему стальными анкерами, заложенными в скважины и надежно забетонированными.

На резервуар вместимостью 20 000 $м^3$ расходуется 438 *т* стали. Резервуары системы Рибо монтируют полистовым методом.

Типовые вертикальные резервуары с щитовой конической кровлей, сферическим куполом или с висячей кровлей используют для хранения жидкостей с низкой упругостью паров: сырой нефти с низким потенциалом бензина, отбензиненной нефти, темных нефтепродуктов, мазута, масел и т. п.

Институтом ЦНИИПроектстальконструкция спроектированы и многократно применены для хранения керосина и лигроина вертикальные цилиндрические резервуары повышенного давления (РПД) с пологой сферической каркасной кровлей (рис. 3.82), рассчитанные на избыточное давление 400—1000 *мм вод. ст.* и вакуум 100 *мм вод. ст.*

Ленинградским отделением ЦНИИПроектстальконструкции в 1965 г. запроектированы резервуары типа РПД емкостью 5000 *м*³.

Кровля РПД выполняется сферической из листов толщиной 2,5 *мм*, которые уложены по каркасу из радиальных швеллеров, изогнутых по радиусу сферы (рис. 3.82, *а*, *б*, *д*, *е*) и образующих стержневой пространственный купол. Гибкие листы кровли укладываются на каркас и принимают его очертания. Кольцо жесткости, окаймляющее верх корпуса, воспринимает отрицательный распор сферы (сжатие) от внутреннего избыточного давления паров хранимой жидкости за вычетом веса кровли. Нагрузки на кровлю, направленные свеху вниз (в том числе и вакуум), воспринимаются куполом с распорным кольцом, работающим на растяжение под действием указанных нагрузок. Корпус усилен кольцами жесткости, обеспечивающими его устойчивость при вакууме в порожнем резервуаре и ураганном ветре.

При повышенном давлении в качестве противовеса используется вес грунта путем заанкеривания корпуса фундаментными плитами и анкерными болтами. Момент от эксцентрицитета анкера воспринимается днищем и горизонтальным кольцом, приваренным к внутренней поверхности нижнего пояса корпуса на уровне столика под гайку анкерного болта. По сравнению со сплошным кольцевым фундаментом описанное анкерное устройство обеспечивает снижение расхода бетона на 90—95%. Усилие, удерживающее анкер в грунте, при квадратной железобетонной плите со стороной *а*, глуби-

Рис. 3.82. Вертикальный цилиндрический резервуар повышенного давления (РПД) с пологой сферической каркасной кровлей

а — настил кровли; *б* — каркас кровли; *в* — вариант днища с соединением листов внахлестку в обоих направлениях; *г* — вариант днища с соединением листов встык по короткой стороне; *д* — сопряжение покрытия с корпусом; *е* — конструкция центральной части покрытия; *1* — анкеры; *2* — промежуточные кольца жесткости; *3* — монтажные швы; *4* — заводские швы; *5* — болты

не заложения h, объемном весе грунта γ, угле внутреннего трения грунта φ и коэффициенте условий работы $m=0{,}4$ закрепления анкера в грунте равно:

$$G = m\gamma h a^2 \left(1 + \frac{2h}{a} \operatorname{tg} \varphi\right). \tag{3.119}$$

Расчетное усилие в анкере не должно превышать удерживающего усилия G. Сам анкерный болт рассчитывают на растяжение, как обычно с коэффициентом условий работы $m=0{,}65$.

Разработаны типовые вертикальные цилиндрические резервуары для хранения сырой нефти и бензина емкостью 3000 и 5000 *м*³, рассчитанные на избыточное давление паровоздушной смеси до 3000 *мм вод. ст.*

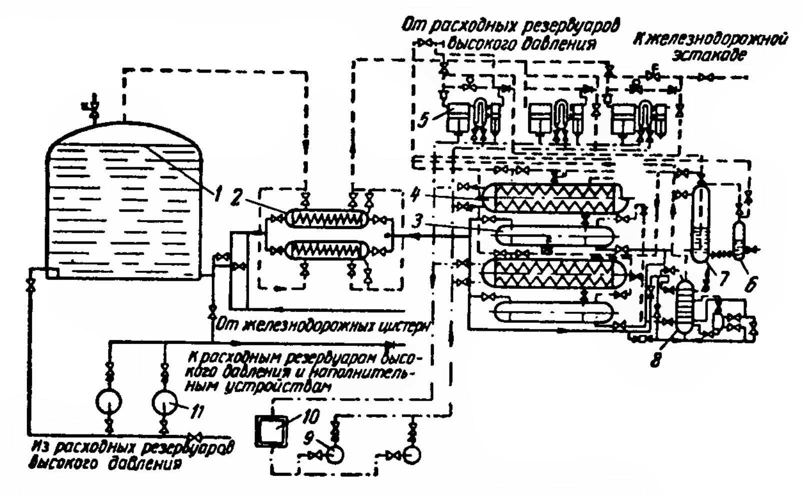


Рис. 3.83. Технологическая схема изотермического храиения сжиженного газа

1 — резервуар для сжиженного пропана, рассчитанный на избыточное давление 0,25 *кГ/см*²; *2* — теплообменник; *3* — ресивер; *4* — коиденсатор; *5* — двухступенчатый компрессор; *6* — маслосборник; *7* — маслоотделитель; *8* — воздухоотделитель; *9*, *11* — центробежные насосы; *10* — градирня

Применяя изотермический принцип хранения при пониженных температурах и тем самым искусственно снижая упругость паров сжиженных газов, можно в 18—20 раз сократить удельный расход стали и значительно удешевить строительство, а также эксплуатацию хранилищ. Таким образом, для изотермического хранения сжиженных газов при малом избыточном давлении можно применять обычные вертикальные цилиндрические резервуары, предназначенные для сырой нефти, бензина, керосина, дизельного топлива и др. Для уменьшения потерь холода в окружающую среду внутреннюю оболочку резервуара необходимо покрыть толстым слоем эффективной тепловой изоляции.

Для всесторонней экспериментальной проверки режимов эксплуатации низкотемпературных хранилищ в полупромышленных условиях на кустовой базе сжиженных газов по проекту Южгипрогаза сооружен изотермический надземный горизонтальный резервуар для пропана емкостью 175 *м*³, диаметром 3,2 *м*, длиной 25,5 *м* [34]. Избыточное давление в резервуаре автоматически поддерживается в пределах 0,1—0,3 *кГ/см*², что исключает образование вакуума. Температура жидкой фазы практически постоянна и изменяется только от —43 до —40° С. Тепловая изоляция выполнена из стекловолокна с теплопроводностью 0,05 *ккал/м·ч·град.*

Технологическая схема изотермического хранения сжиженного газа приведена на рис. 3.83.

В качестве основной несущей конструкции изотермического резервуара емкостью 5000 *м*³ можно использовать вертикальный цилиндрический резервуар со сфероидальной кровлей, разработанный ЦНИИПроектстальконструкцией и рассчитанный на избыточное давление 0,25 *кГ/см*² (рис. 3.84). Жидкий пропан будет храниться в таком резервуаре при постоянной температуре, близкой к минус 40° С, что обеспечивается применением надежной теплоизоляции из пеностекла марки А, обладающего достаточной морозостойкостью, механической прочностью,

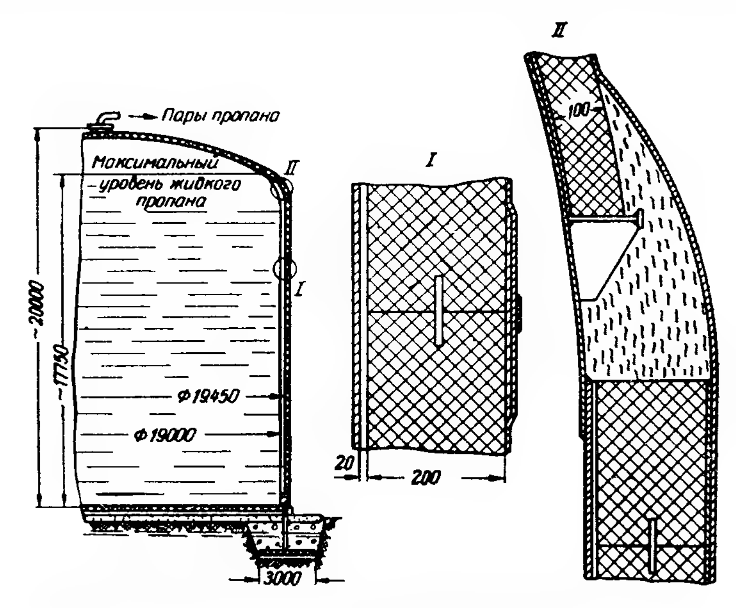


Рис. 3.84. Установка резервуара на фундамент и теплоизоляцию

малым объемным весом (200 *кГ/м*³) и низким коэффициентом теплопроводности (0,08 *ккал/м·ч·град)*.

Пеностекло изготовляется в виде пластин и блоков, что облегчает устройство теплоизоляционного слоя толщиной вокруг корпуса и под днищем 200 *мм* и над кровлей 100 *мм*. Стальное днище укладывается на слой пеностекла, покоящийся на бетонной плите, лежащей на песчаной подушке толщиной 500 *мм*. Воздушная прослойка 20 *мм* отделяет теплоизоляцию от корпуса резервуара. Швы между пластинами и блоками из пеностекла герметизируют при помощи специальной замазки из жидкого стекла.

Для предохранения от солнечной радиации, атмосферных осадков и паров воды наружную поверхность теплоизоляционного слоя покрывают кожухом из тонколистового алюминия толщиной 0,3 *мм*, наклеенного на пеностекло при помощи специальной мастики из жидкого стекла. Этой же мастикой алюминиевые листы склеивают между собой.

Интересен зарубежный опыт строительства и эксплуатации стальных изотермических резервуаров для сжиженных газов.

На пропано-воздушном заводе в Бирмингаме (США) шаровые резервуары для изотермического хранения жидкого пропана размещены на расстоянии 43 *м* друг от друга. Емкость, полученная путем обвалования каждого резервуара, способна вместить весь хранящийся в нем пропан в случае нарушения герметичности оболочки и аварии. Диаметр каждого шарового резервуара равен 15,5 *м*, объем — 1970 *м*³, давление паров — 4,2 *кГ/см*².

Принципиальная схема изотермического хранилища жидкого пропана, принятая на заводе в Бирмингаме, показана на рис. 3.85.

В Кувейте построен газовый завод для производства бутана и пропана, на котором сжиженные газы хранятся в изотермическом хранилище при весьма малом избыточном давлении. Хранилище состоит из двух шаровых резервуаров емкостью по 10645 $м^3$ для бутана и вертикального цилиндрического резервуара емкостью 15900 $м^3$ для пропана. Внутренняя оболочка выполнена из специальной стали, наружная — из углеродистой стали. Пространство между оболочками просветом 675 *мм* заполнено термоизоляцией из перлита.

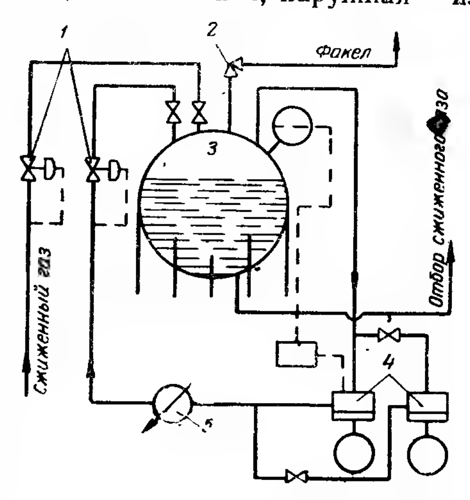


Рис. 3.85. Схема изотермического хранилища сжиженного пропана

1 — расширительный клапан; *2* — регулирующий клапан; *3* — шаровой резервуар; *4* — компрессор; *5* — конденсатор

Морская перевалочная база в Феликстоу (Великобритания) оборудована изотермическим вертикальным резервуаром для хранения пропана при избыточном давлении 0,068 *ат*, емкостью 27845 *т*, холодильной установкой и сливо-наливным оборудованием. Пространство между основной и защитной оболочками шириной 760 *мм* заполнено вспученным перлитом (перлитовая глина объемным весом 1,6 $т/м^3$ нагревалась на рабочей площадке) в атмосфере обезвоженного воздуха. Этот изотермический резервуар является самым крупным в Англии.

По данным фирм США, Великобритании, Японии, ФРГ и Франции затраты на сооружение изотермического хранилища сжиженного газа в несколько раз меньше затрат на возведение хранилища сжиженного газа, работающего под избыточным давлением 6—18 $кГ/см^2$ (при равной вместимости).

Огнестойкость и взрывоопасность низкотемпературных хранилищ сжиженных углеводородных газов (пропана, бутана, бутадиена и др.) оказываются меньшими, чем неизотермических хранилищ, поскольку низкая температура сжиженных газов в изотермическом хранилище тормозит процесс их горения.

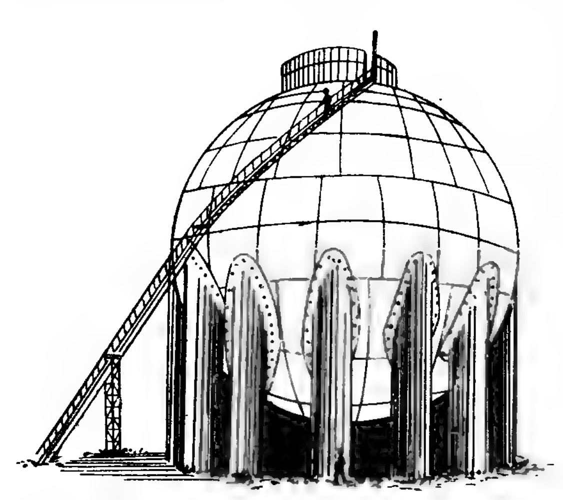


Рис. 3.86. Изотермический шаровой резервуар для сжиженного этилена емкостью 3540 $м^3$

Для низкотемпературного хранения сжиженных технических газов (водорода, азота, кислорода, гелия, метана, этилена и др.) наибольшее распространение получили шаровые резервуары, состоящие из внутренней алюминиевой и наружной стальной оболочки, пространство между которыми заполнено теплоизоляционным материалом (обычно перлитом). Внутреннюю оболочку таких резервуаров выполняют из алюминиево-магниевых спла-

вов, имеющих временное сопротивление 17—27 *кГ/мм²*, предел текучести 8,5—11,2 *кГ/мм²* и относительное удлинение при разрыве пятикратного образца 12—18%. Температуры газов, сжиженных при нормальном атмосферном давлении, равны: водорода — минус 253° С, азота — минус 195° С, кислорода — минус 183° С, этилена — минус 104° С. В отличие от углеродистой и низколегированной стали временное сопротивление, предел текучести и относительное удлинение алюминиевых сплавов при столь низких температурах повышаются, а ударная вязкость сохраняет то же значение, что и при нормальной температуре.

На заводе в г. Фоли (Англия) построен изотермический шаровой резервуар для хранения сжиженного этилена емкостью 3540 $м^3$ (рис. 3.86), что эквивалентно 1,7 млн. $м^3$ газообразного этилена при нормальном атмосферном давлении и нормальной температуре. Внутренняя оболочка диаметром 18,9 *м*, толщиной 12,5 *мм* изготовлена из алюминиево-магниевого сплава $\sigma_a = 24$ *кГ/мм²*; $\sigma_{0,2} = 10$ *кГ/мм²*; $\delta_5 = 18\%$. Наружная стальная оболочка диаметром 20,6 *м* покоится на 15 трубчатых колоннах диаметром 1,96 *м*. Сваренный алюминиевый резервуар был установлен в собранной нижней половине стального резервуара, после чего монтировали верхнюю половину стального резервуара.

§ 7. ПОДЗЕМНЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ

Подземное хранение нефтепродуктов на крупных базах имеет ряд преимуществ перед наземным хранением, а в некоторых случаях является единственным приемлемым решением.

Основные преимущества подземных резервуаров:

а) замаскированность;

б) значительно повышенная по сравнению с наземными резервуарами пожарная безопасность;

в) меньшие допускаемые разрывы между резервуарами, возможность более компактного размещения их на площадке и сокращения общей длины коммуникаций (территория нефтебазы с траншейными резервуарами на 20—25% меньше, чем наземной нефтебазы);

г) относительно равномерная и умеренная температура среды, окружающей резервуар;

д) большие конструктивные возможности предотвращения потерь сырой нефти и бензина от испарения при меньшей величине избыточного давления, чем это требуется при наземном хранении;

е) возможность создания резервуаров больших размеров из модульных секций.

В наземных резервуарах обычных типов при давлении паров до 200 *мм вод. ст.* потери бензина достигают 4—5% емкости резервуара в год, что, кроме того, ухудшает качество бензина вследствие испарения наиболее ценных летучих фракций.

В усовершенствованных типах наземных резервуаров с возможным давлением паров 200—1000 *мм вод. ст.* потери бензина от испарения уменьшаются незначительно. При подземном хранении бензина под давлением 1600 *мм вод. ст.* потери от испарения почти полностью исключаются. Обеспечить такое давление в подземных резервуарах не представляет особых затруднений.

Достаточно надежным материалом, изолирующим от потерь горючего вследствие фильтрации и испарения, в настоящее время является только листовая сталь. Все многочисленные попытки заменить ее различными другими материалами в виде стеклянных облицовок, расширяющегося цемента, гидрофобного цемента, предварительно напряженного железобетона, водяных рубашек и т. п. на практике себя еще не оправдали.

При проектировании заглубленных резервуаров возникает проблема контроля качества сварных соединений. Для этой цели существует ряд способов. В частности, может быть рекомендован контроль аммиаком с закладкой стационарных трубок для подвода аммиака в пространство между стальной облицовкой и бетонной подготовкой или железобетонными стенками резервуара. Может быть также применен контроль вакуум-приборами.

Величину заглубления подземных и полуподземных резервуаров наиболее экономично применять в пределах до 8 *м*.

Забор продукта может происходить самотеком при расположении площадки на высоких отметках; в других случаях применяют нагнетательные насосы, устанавливаемые в приямках, которые обслуживают один резервуар или группу резервуаров.

В приямки продукт поступает самотеком. Для обнаружения течи в резервуарах можно устраивать контрольные колодцы, куда горючее стекает по дренажным устройствам при появлении течи. Для отвода поверхностных вод и устройства гидроизоляции применяются гидрофобный песок, рулонная изоляция, гидрофобный цемент, битумные покрытия и система дренажа. Не рекомендуются площадки с уровнем

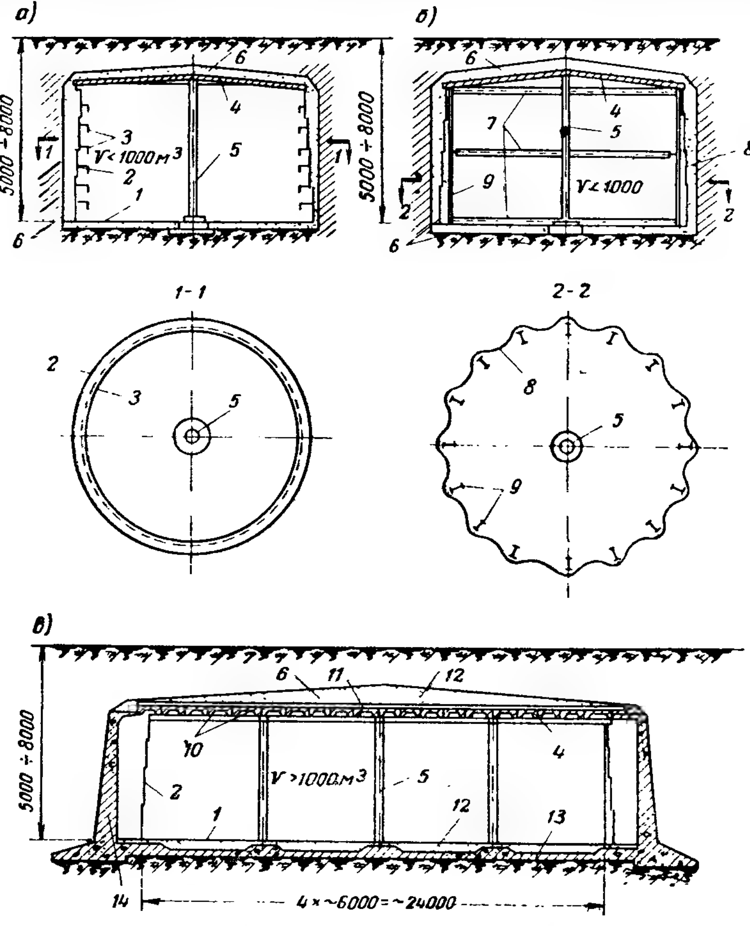


Рис. 3.87. Типы подземных вертикальных цилиндрических резервуаров

а — бесказематный резервуар с жесткой оболочкой, усиленной кольцами жесткости; *б* — бесказематный резервуар с гибкой оболочкой на каркасе; *в* — резервуар в каземате; *1* — стальное днище; *2* — стенка корпуса; *3* — кольца жесткости; *4* — покрытие; *5* — стальные стойки; *6* — гидроизоляция и антикоррозионное покрытие; *7* — горизонтальные кольца каркаса; *8* — гибкая оболочка корпуса; *9* — стойки каркаса корпуса; *10* — балочная клетка покрытия; *11* — стальная изоляция толщиной 2,5 *мм*; *12* — гидрофобный песок; *13* — железобетонное днище каземата; *14* — стенки каземата

грунтовых вод выше 1,5—2 *м* отметки днища резервуара. В случае необходимости целесообразна система осушения и дренажных устройств.

Из подземных резервуаров наиболее рациональны конструкции траншейного типа благодаря простоте их конструктивной формы и модульности, возможности индустриального изготовления, надежности и удобства эксплуатации, хороших технико-экономических показателей и минимальных затрат листовой стали, приближающихся к количествам, требуемым только для изоляции от потерь горючего вследствие фильтрации и испарения. Траншейные резервуары возводятся на скальных, полускальных, крупнообломочных и песчаных грунтах с расчетным сопротивлением не менее 2 *кГ/см*².

В порожних траншейных резервуарах, расположенных в суглинках и супесях, при поднятии уровня грунтовых вод наблюдалась потеря устойчивости боковой (выпуклой) части оболочки резервуара радиусом 2500 *мм*, толщиной 4 *мм* из-за значительного объемного веса ($\gamma = 1{,}85$ *т/м*³) и малого угла внутреннего трения разжиженного грунта ($\varphi \approx 25°$).

В траншейных резервуарах с ограждающими стенками в виде стальной оболочки давление содержимого и боковой подпор грунта при незаполненном резервуаре воспринимаются оболочкой цилиндрической формы, опирающейся на стальной каркас — фермы и ребра жесткости.

На рис. 3.4 показаны продольный и поперечный разрезы траншейного резервуара емкостью 5000 *м*³, разработанного ГПИ-6. Несущие конструкции покрытия такого резервуара приняты в виде стальных ферм пролетом 18 *м* и шагом 6 *м*, опирающихся через стальные плиты на сборные фундаменты. По всей поверхности траншеи предусмотрена песчаная подушка толщиной 100 *мм*, по которой уложен горизонтальный слой той же толщины. Для приготовления изоляционной массы применяют песок, содержащий не более 3% влаги, а в качестве вяжущего — топливный мазут, обезвоженную нефть или нефтяные битумы марок I или II в смеси с керосином.

Оболочка резервуара имеет толщину 4 *мм*. Траншейные резервуары технологичны и надежны в эксплуатации. По фермам уложены многопустотные железобетонные плиты размером 6×1,5 *м*. К стальным фермам оболочка крепится посредством шпангоутов (ребер жесткости). Общий вес стали, расходуемой на резервуар, составляет 90 *т*. Оболочку траншейных резервуаров изготовляют на заводе в виде полотнищ, сворачиваемых в рулоны. Все заводские соединения выполняют двусторонней автоматической сваркой. Монтажные соединения полотнищ выполняют внахлестку с перекрышкой 40 *мм*.

Типовым проектом траншейных резервуаров (ГПИ-6, № 7-107-60 емкостью 5350 *м*³) предусмотрено покрытие наружной поверхности оболочки слоем праймера и двумя слоями битума. Дно траншеи имеет уклон 0,3% к центру, где расположен дренажный колодец.

После заливки швов по плитам покрытия предусмотрены: торкретбетон с проволочной сеткой диаметром 10 *мм*, трехслойный рубероид, изготовленный на битумной мастике, асфальтовая стяжка толщиной 30—50 *мм* с уклоном от продольной оси в обе стороны и грунтовая засыпка. Наиболее надежной является кровля из гладкой листовой стали толщиной 2,5 *мм*, укладываемой по железобетонным плитам. Основные показатели описанного резервуара траншейного типа: земляные работы — 3500 *м*³, монолитный бетон — 7,7 *м*³, сборный железобетон — 105,9 *м*³, металлоконструкции — 89,55 *т*, расход на 1 *м*³ емкости: бетона — 0,02 *м*³, стали — 17,6 *кг*.

Круглые в плане резервуары траншейного типа выгодны лишь при относительно малой емкости, не превышающей 1000—2000 *м*³. Траншейные резервуары прямоугольного очертания в плане целесообразно при-

менять при вместимости 5000—10 000 $м^3$, так как с увеличением емкости резервуара улучшаются его технико-экономические показатели.

В качестве примера новых типов резервуаров назовем резервуары каркасного типа, у которых стальная обшивка работает не как оболочка, а как мембрана, натянутая на каркас. Подобная система также может быть использована для подземных резервуаров. До сих пор она применялась для силосов (ЦНИИПроектстальконструкция) и наземных резервуаров (Гипроспецнефть).

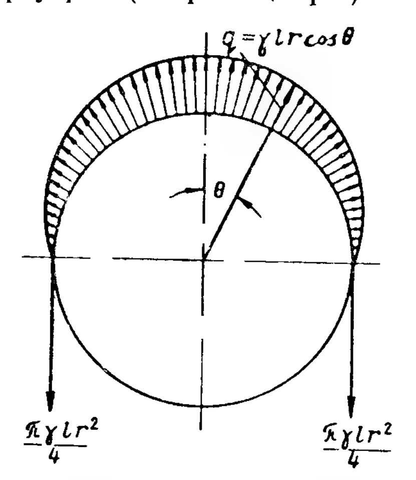


Рис. 3.88. Принятый закон распределения давления стремящегося всплыть порожнего резервуара на стальное полотенце

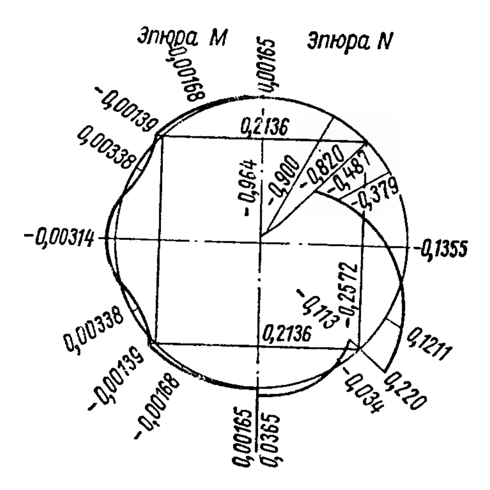


Рис. 3.89. Эпюры M и N для кольца, подкрепленного квадратом

Заглубленный горизонтальный резервуар, который может находиться под воздействием поднявшихся грунтовых вод, заанкеривают бетонными якорями при помощи стальных полос, расположенных против диафрагм резервуара.

Для статического расчета диафрагм необходимо задаться законом распределения стального полотенца на резервуар. Наиболее логично принять его косинусоидальным (рис. 3.88). Тогда интенсивность радиального давления полосы в произвольном месте верхней половины резервуара при двух диафрагмах

$$q = \gamma r l \cos\theta. \tag{3.120}$$

Здесь γ — удельный вес грунтовой воды;
r — радиус резервуара;
l — расчетная длина резервуара, равная $V/\pi r^2$;
θ — текущая угловая координата.

Из рассмотренных конструктивных решений (неподкрепленное кольцо; кольцо с центральной затяжкой; кольцо, подкрепленное треугольником; кольцо, усиленное квадратом) наивыгоднейшей конструкцией диафрагмы заглубленного резервуара оказалось кольцо, подкрепленное квадратом. Кроме того, указанная конструкция наиболее устойчива из всех рассмотренных, так как в этом случае кольцо подперто в четырех точках.

Безразмерные эпюры M и N для кольца, усиленного квадратом, приведены на рис. 3.89.

Значения ординат эпюр относятся к двухдиафрагменному порожнему резервуару, испытывающему максимально возможный подпор грунтовых вод. При ином числе диафрагм все усилия и моменты, возникаю-

щие в стержнях и кольце диафрагмы, должны быть уменьшены в $n/2$ раз, где n — принятое количество диафрагм.

При расчете диафрагм на напор грунтовых вод собственный вес резервуара с изоляцией можно не учитывать, так как его компенсирует увеличение веса грунтовой воды по сравнению с весом чистой воды. Учитывая сказанное, удельный вес грунтовой воды при расчете можно принимать $\gamma = 1$ *т/м*³.

Рассмотрим расчет диафрагмы подземного горизонтального цилиндрического резервуара емкостью 100 *м*³ из углеродистой стали на напор грунтовых вод по следующим данным: диаметр $D=2r=3{,}2$ *м*, расчетная длина резервуара $l=12{,}43$ *м*, число диафрагм $n=6$.

Принимаем оптимальную конструкцию диафрагмы в виде кольца, подкрепленного квадратом. Тогда расчетный изгибающий момент в верхнем сечении кольца

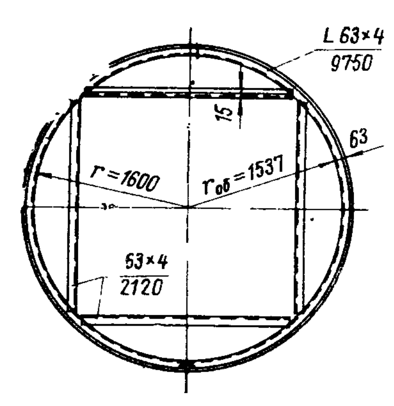


Рис. 3.90. Конструкция диафрагмы заглубленного горизонтального резервуара емкостью 50 *м*³

$$M = 0{,}00165\,\frac{2}{n}\,\gamma l r^3 = 2800\ кГ\cdot см,$$

а соответствующая продольная сила

$$N = -0{,}964\,\frac{2}{n}\,\gamma l r^2 = -10\,230\ кГ.$$

Усилие в стойке

$$N_с = -0{,}257\,\frac{2}{n}\,\gamma l r^2 = -2730\ кГ.$$

Усилие в затяжке

$$N_з = 0{,}214\,\frac{2}{n}\,\gamma l r^2 = 2260\ кГ.$$

Кольцевой уголок 63×4 вместе с полосой оболочки шириной $30\,\delta = 120$ *мм* имеет расчетную площадь сечения $F=9{,}76$ *см*², момент инерции $I=75$ *см*⁴ относительно общей нейтральной оси, моменты сопротивления: наружный $W_н = 28{,}4$ *см*³, внутренней $W_в = 18{,}5$ *см*³.

Напряжение у наружного края кольца

$$\sigma_н = \frac{M}{W_н} - \frac{N}{F} = -1149\ кГ/см^2;$$

напряжение у внутреннего края кольца

$$\sigma_в = \frac{M}{W_в} - \frac{N}{F} = -900\ кГ/см^2.$$

Расчетная длина стойки $l = 0{,}8r\sqrt{2} = 181$ *см*.

Приняв одиночный уголок 63×4, будем иметь: минимальный радиус инерции $r=1{,}25$ *см*, гибкость $\lambda = l/r = 145$, коэффициент продольного изгиба $\varphi = 0{,}34$ и расчетное напряжение в стойке, приваренной одной полкой, $\sigma = 2160$ *кГ/см*². Перенапряжение составляет 3%, что недопустимо (перенапряжение не должно превышать 1% расчетного сопротивления).

Для уменьшения напряжения в стойках квадрата уголки следует расположить согласно рис. 3.90 и приварить обеими полками к кольцу. Тогда напряжение в стойке $\sigma = 1619$ *кГ/см*².

Для упрощения заказа стали и изготовления диафрагм затяжки рационально запроектировать также из одиночного уголка 63×4, приваренного к кольцу без фасонок. Уменьшать сечение кольцевого уголка против принятого не следует, так как из условия обеспечения достаточной жесткости оболочки корпуса, имеющей отношение $r/\delta = 200$, при изготовлении, транспортировании, монтаже и эксплуатации отношение радиуса резервуара к ширине полки кольца диафрагмы, лежащей в плоскости кольца, не должно превышать 30. В данном случае это отношение $r/b = 1600/63 \approx 26$ и близко к предельному.

Сечение кольца, подкрепленного квадратом, определяется из условия прочности, а не устойчивости.

При подтоплении порожнего заглубленного резервуара грунтовыми водами он может всплыть на поверхность. Чтобы этого не произошло, должно соблюдаться неравенство:

$$\gamma V \leqslant m(G_р + G_г + G_я), \qquad (3.121)$$

где γ — удельный вес грунтовой воды;

V — объем части резервуара, погруженной в грунтовую воду;

$m=0,8$ — коэффициент условий работы;

$G_р$ — вес резервуара, вычисленный с учетом коэффициента недогрузки $n=0,9$;

$G_г$ — вес грунта, расположенного над резервуаром (предполагается, что грунт выкалывается под углом его внутреннего трения);

$G_я$ — вес бетонных якорей, определенный с учетом коэффициента недогрузки.

Из неравенства (3.121) можно найти требуемый вес бетонных якорей:

$$G_я > \frac{\gamma V}{m} - (G_р + G_г), \qquad (3.122)$$

а затем и их объем.

§ 8. ПРОГРЕССИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ В РЕЗЕРВУАРОСТРОЕНИИ

«Атмосферные» вертикальные цилиндрические резервуары постоянного объема с избыточным давлением до 200 *мм вод. ст.* вполне отвечают эксплуатационным требованиям при хранении сырой нефти с низким потенциалом бензина, отбензиненной нефти, мазута, темных нефтепродуктов, масел и др. Экспериментальное проектирование и строительство таких резервуаров емкостью до 50 тыс. $м^3$ с висячей кровлей, опирающейся на центральную стойку, а также с предварительно напряженной пологой конической кровлей весьма рационально.

Заслуживает внимания также изучение напряженно-деформированного состояния радиально-конической кровли и сферической кровли вертикальных резервуаров вместимостью до 50 тыс. $м^3$ с избыточным давлением, не превышающим 200 *мм вод. ст.*

Для хранения сырой нефти с высоким потенциалом бензина и светлых нефтепродуктов (бензина, реактивного топлива, лигроина, дизельного топлива, керосина) перспективны следующие конструктивные формы:

1) при малой оборачиваемости (до 12 раз в год) — наземные резервуары с повышенным давлением в паровоздушном пространстве или подземные резервуары;

2) при средней оборачиваемости (12—24 раз в год) — устройства для улавливания паров легких фракций (паросборники) и объединение парового пространства группы резервуаров в единую газоуравнительную систему;

3) при большой оборачиваемости (более 24 раз в год) — резервуары с плавающей крышей или с понтоном и стационарной кровлей емкостью до 50 тыс. $м^3$.

Для хранения сжиженных газов следует применять и совершенствовать шаровые резервуары емкостью 600, 900, 2000, 4000 $м^3$, работающие под давлением 2,5—18 $кГ/см^2$, горизонтальные цилиндрические резервуары с эллипсоидальными и полушаровыми днищами емкостью 25—300 $м^3$, работающие под давлением 2,5—25 $кГ/см^2$.

Сжиженные газы при низкой температуре могут храниться в изотермических резервуарах при почти постоянной упругости их паров, близкой к нулевому избыточному давлению в паровоздушном пространстве.

Следует расширять проектирование сталеалюминиевых вертикальных резервуаров для хранения сернистых нефтей и их производных.

Для вертикальных резервуаров емкостью до 50 тыс. *м*^{3} прогрессивно изготовление нижних поясов корпуса из высокопрочной стали класса С75, неразупрочняемой при сварке, толщиной не более 14 *мм* (иначе невозможно рулонирование полотнищ корпуса).

Для вертикальных резервуаров емкостью 30 000—100 000 *м*^{3} целесообразно усиление нижних поясов корпуса путем навивки высокопрочной проволоки с предварительным натяжением. Для плавающих крыш и понтонов найдут применение пластмассы. Необходимо совершенствовать уплотнения для резервуаров с плавающей крышей или понтоном.

В тех случаях когда среда агрессивна для стали и неагрессивна для алюминия или когда температура стенки при эксплуатации ниже минус 70° С, резервуары могут быть выполнены из технического алюминия или алюминиево-магниевых сплавов АМг3-М или АМг5-М.

Все виды резервуаров должны быть типизированы. Возможно, что при этом удастся разрешить технико-экономическую задачу типизации и определить наивыгоднейшее число типоразмеров. Решение этой задачи возможно только при помощи ЭЦВМ.

Для уменьшения протяженности швов и количества отходов в резервуарах при толщине поясов до 10 *мм* может быть использована горячекатаная рулонная сталь по ГОСТ 8597—57, а при большей толщине — крупноразмерные листы шириной 1800—3000 *м*, длиной 7000—9000 *мм*. Необходимо совершенствовать марки металла, конструктивные формы резервуаров, методы их изготовления и монтажа.

Весьма желательно дальнейшее расширение и развитие методов аналитического определения трудоемкости и стоимости изготовления и монтажа металлических резервуаров, начатое в институте ВНИИМонтажспецстрой в 1967 г.

Глава 4

РЕЗЕРВУАРЫ ДЛЯ ХИМИКАТОВ, ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И ВОДЫ

§ 1. РЕЗЕРВУАРЫ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ ХИМИЧЕСКИХ И ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Советский Союз располагает огромными запасами нефти и газа. В СССР находится треть мировых запасов природного газа. Из нефтепродуктов и газа вырабатывают химические удобрения, синтетические каучуки, пластмассы, химические волокна, синтетические спирты, медикаменты, белковые препараты, моющие средства, эфиры и многие другие химические вещества.

За 1964—1970 гг. в Советском Союзе построено около 200 новых и реконструировано свыше 500 действующих предприятий химической промышленности.

Дальнейшее развитие химической и нефтехимической промышленности будет происходить на новой технической основе. В качестве сырья найдут применение попутные и природные газы, жидкие и газообразные продукты переработки нефти. Большое значение приобретает разработка новых высококачественных химических материалов и изделий. Особенно заметно увеличится производство пластмасс универсального назначения: полиэтилена, полипропилена, полистирола и полихлорвинила (поливинилхлорида).

На основе нефтегазового сырья большое развитие получила промышленность связанного азота. Почти все производство аммиака и азотных удобрений будет переведено на этот вид сырья.

Из отходов переработки сернистых нефтей и серосодержащих газов организуется крупное производство серной кислоты и элементарной серы высокого качества.

В Советском Союзе созданы необходимые условия для быстрого развития производства химических продуктов. Открытие новых нефтяных и газовых месторождений, рост добычи нефти и газа (ежегодный прирост 25 млн. *т* нефти и 20 млрд. $м^3$ газа), сооружение магистральных нефтепроводов и газопроводов, строительство и реконструкция нефтеперерабатывающих заводов, прокладка магистральных нефтепродуктопроводов позволят полностью решить проблему углеводородного сырья для химических предприятий в любом районе страны.

Развитие нефтеперерабатывающей и химической промышленности немыслимо без расширения проектирования, изготовления и монтажа соответствующей аппаратуры. Некоторые типы листовых конструкций нефтехимической аппаратуры приведены на рис. 4.1.

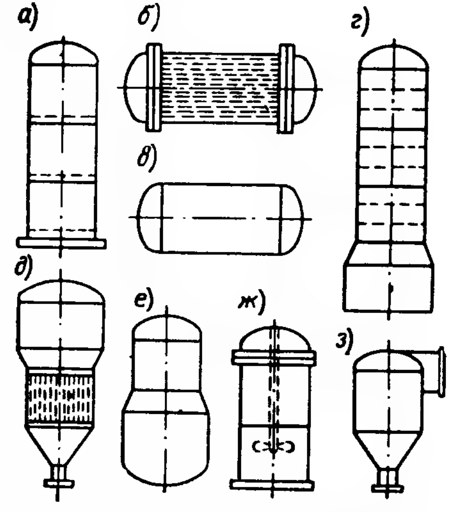


Рис. 4.1. Типы листовых конструкций нефтехимической аппаратуры

а — насадочный абсорбер; *б* — теплообменник; *в* — горизонтальный резервуар; *г* — тарельчатая ректификационная колонна; *д* — выпарной аппарат; *е* — реактор; *ж* — автоклав с мешалкой; *з* — циклон

Кроме углеродистых и низколегированных сталей, применяемых для строительных металлоконструкций, для листовых конструкций химической и пищевой промышленности применяют сталь специальных марок, двухслойную сталь, алюминиевые сплавы, металлопласт (углеродистую сталь, покрытую пластмассой со стороны агрессивной среды), медь, латунь, никель и другие материалы.

Выбор марки металла для листовой конструкции зависит от степени агрессивности хранимого продукта, температуры, давления, условий эксплуатации. Сталь марки 09Г2С может надежно эксплуатироваться при температуре не ниже —70° С. В условиях глубокого холода применяют сталь марок Х17Н13М2Т, Х17Н13М3Т, медь, никель (при температуре не ниже —196° С), сталь марок Х18Н10Т, Х18Н12Т, алюминий, латунь, титан (при температуре до —254° С).

Верхняя граница температурной области применения: металлопласта и алюминия +150° С, меди и латуни +250° С, стали ВМСт.3 +425° С, стали марок 20К, 16ГС, 09Г2С и титана +475° С, никеля +500° С, стали марок 12МХ, 0Х13 +540° С, стали Х5М +550° С, стали Х17Н13М3Т + +600° С, стали марок Х18Н10Т, Х18Н12Т, Х17Н13М2Т +700° С.

Жаропрочную сталь марки Х18Н25С2 можно использовать для аппаратов с температурой стенки, достигающей 900° С.

На рис. 4.2 приведены графики зависимости модуля упругости от температуры для сталей и алюминиевых сплавов, а на рис. 4.3 — расчетные сопротивления для сталей разных марок в функции температуры.

При рабочем давлении до 5 *кГ/см²* можно применять сталь ВМСт.3 и двухслойную сталь ВМСт.3+0Х13 или ВМСт.3+Х18Н10Т, при давлении до 25 *кГ/см²* — сталь марок 20К, 16ГС, 09Г2С, 12МХ, Х5М, при любом давлении — Х18Н10Т, Х18Н12Т, Х17Н13М2Т, Х17Н13М3Т, 0Х18Н10Т, 0Х18Н12Т, двухслойную сталь марок 20К+0Х13, 12МХ+ +0Х13, 20К+Х18Н10Т, 20К+Х17Н13М2Т.

Для сосудов с нейтральными средами следует применять сталь ма-

рок ВМСт.3, 20К, 16ГС, 09Г2С, 12МХ, Х5М, для сосудов со средами повышенной агрессивности — Х18Н10Т, Х18Н12Т, двухслойную сталь ВМСт.3+Х18Н10Т или 20К+Х18Н10Т, для сосудов со средами высокой агрессивности — Х17Н13М2Т, Х17Н13М3Т, 0Х18Н10Т, 0Х18Н12Т, двух-

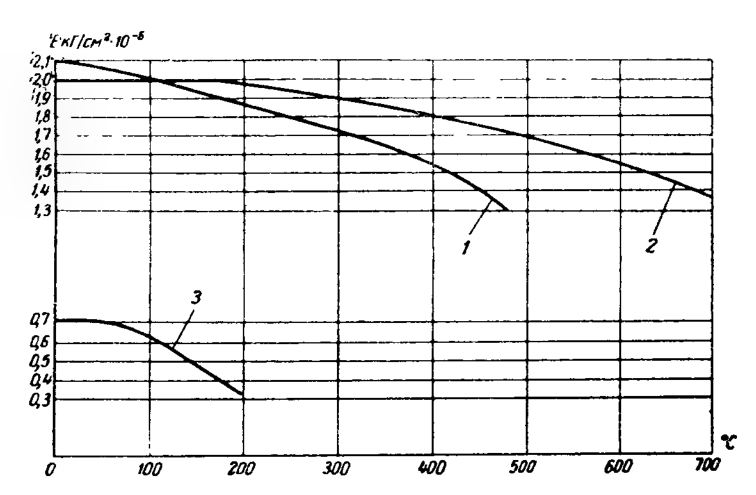


Рис. 4.2. Расчетные значения модуля упругости разных сталей в зависимости от температуры

1 — углеродистые и низколегированные стали; *2* — высоколегированные стали; *3* — алюминиевые сплавы

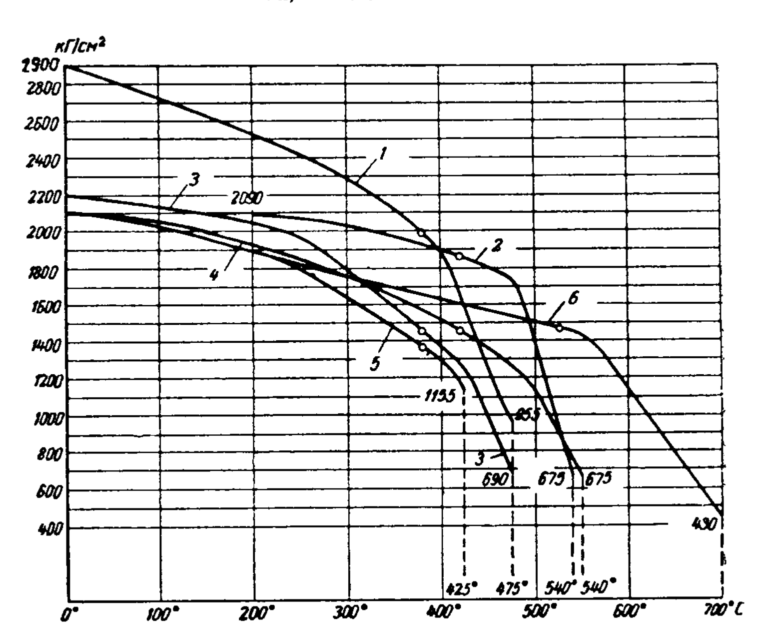


Рис. 4.3. Расчетные сопротивления для сталей разных марок в функции температуры

1 — 09Г2С и 16ГС; *2* — 12МХ; *3* — 20К; *4* — Х5М; *5* — ВМСт.3; *6* — Х18Н10Т Х18Н12Т, Х17Н13М2Т

слойную сталь 20К+Х17Н13М2Т, для сосудов с горячими серосодержащими средами — двухслойную сталь марок ВМСт.3+0Х13, 20К+0Х13, 12МХ+0Х13. Рекомендуемые температуры стенки сосудов из двухслойной стали: ВМСт.3+0Х13 и ВМСт.3+Х18Н10Т от —30 до +425° С; 20К+0Х13, 20К+Х18Н10Т и 20К+Х17Н13М2Т от —40 до +475° С, 12МХ+0Х13 от 200 до 540° С.

Таблица 4.1

Металлы и сплавы	Марка	ГОСТ или ТУ	Полуфабрикаты по ГОСТ или ТУ	Расчетные параметры		Примерное назначение
				давление в $кГ/см^2$	температура в °С	
Алюминий высокой чистоты	А00, А0	ГОСТ 3549-55	Листы по ГОСТ 7869—56	До 6	От—254 до+150	Сварная емкостная, колонная и теплообменная аппаратура химической и пищевой промышленности для сред средней и повышенной агрессивности
Алюминий технический	АД1	ГОСТ 4784—49	Листы по ГОСТ 7869—56, трубы по ГОСТ 4773—49	До 6	От—254 до+150	То же, для сред пониженной и средней агрессивности
Сплавы алюминиевые деформируемые, не упрочняемые термической обработкой	АМцС	ГОСТ 4784-49	Листы по АМТУ 252—57	До 6	От—254 до+150	То же, для сред средней и повышенной агрессивности. Крупногабаритная емкостная аппаратура для хранения и перевозки сжиженных газов (водорода, азота, кислорода, этилена и др.). Емкостная, колонная и теплообменная аппаратура установок глубокого охлаждения
	АМг3, АМг5	АМТУ 443—59	Листы по АМТУ 443—59	До 6	От—254 до+150	
Медь техническая	М3	ГОСТ 859—41	Листы по ГОСТ 495—50, трубы по ГОСТ 617—53	До 6	От—196 до+250	Паяная емкостная, колонная и теплообменная апаратура для сред средней агрессивности и для установок разделения воздуха методом глубокого охлаждения. Сварная аппаратура для сред средней агрессивности
Латунь	Л62	ГОСТ 1019—47	Листы по ГОСТ 931—52, трубы по ГОСТ 494—52	До 6	От—254 до+250	Сварная и паяная емкостная, колонная и теплообменная аппаратура химической и сахарной промышленности для сред пониженной и средней агрессивности
Никель	НП2	ГОСТ 492—52	Листы по ГОСТ 6235—52	До 6	От—196 до+500	Сварная емкостная и теплообменная аппаратура для сред повышенной и высокой агрессивности
	НП3		Трубы по ТУ ЦМЧ-57			
Свинец технический	С2	ГОСТ 3778—56	Листы по ГОСТ 9559—60	—	До 100	Кислотостойкая футеровка сварной емкостной аппаратуры из углеродистой стали

Толщина двухслойной стали (биметалла) изменяется от 8 до 50 *мм*, причем толщина плакирующего слоя нержавеющей стали составляет от 1,5 до 7 *мм* (ЧМТУ 3258—52 и ЧМТУ 390—60).

Таблица 4.2

Металлы и сплавы	Марка	ГОСТ, ТУ	Вид проката	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	δ_5, %
Алюминий и его сплавы	А00, А0, АД1	ГОСТ 7869—56	Листы мягкие (отожженные)	9	3	30
	АМцС	АМТУ 252—57		13	6	20
	АМг3	АМТУ 443—59	Листы мягкие (отожженные) и горячекатаные	20	10	17
	АМг5			28	15	15
Медь	М3	ГОСТ 495—50	Листы холоднокатаные (мягкие) и горячекатаные	20	5	30
Латунь	Л62	ГОСТ 931—52	Листы холоднокатаные (мягкие) и горячекатаные (без термообработки)	30	11	30
Никель	НП2	ГОСТ 6235—52	Листы и полосы горячекатаные	40	7	15
Свинец	С2	ГОСТ 9559—60	Листы холоднокатаные	1,5	0,5	35

Характерными материалами резервуаров для хранения ряда химических и пищевых продуктов являются цветные металлы.

В табл. 4.1 приведены цветные металлы и сплавы, рекомендуемые для сварных и паяных резервуаров.

В табл. 4.2 указаны механические свойства листового проката из рекомендуемых цветных металлов и сплавов в состоянии поставки.

Значения коэффициента линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$ некоторых цветных металлов в зависимости от температуры даны в табл. 4.3.

Величины модуля упругости тех же цветных металлов $E \times \times 10^{-6}$ *кГ/см²* в функции температуры приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.3

Металл	Температура, °С				
	0	100	200	250	500
Алюминий	23	23,7	24,5	—	—
Медь	16,7	17	17,4	17,6	—
Латунь	20,6	21,1	21,7	22	—
Никель	13,4	13,6	14	14,2	15,2

Таблица 4.4

Металл	Температура, °С					
	0	100	150	200	250	500
Алюминий	0,71	0,65	0,49	0,32	—	—
Медь	1,15	1,1	0,94	0,77	0,6	—
Латунь	1	0,95	0,8	0,65	0,5	—
Никель	2,1	2	1,93	1,86	1,78	1,2

Расчетные сопротивления в *кГ/см²* рассматриваемых цветных металлов в отожженном состоянии при различных положительных температурах, определенные по методике, принятой в СНиП II-В.5-64, указаны в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Марка металла	Температура, °С					
	0	100	150	200	250	500
А00, А0, АД1	250	210	170	—	—	—
АМцС	400	350	300	—	—	—
АМг3	800	750	700	—	—	—
АМг5	1200	1100	1000	—	—	—
М3	400	300	250	210	170	—
Л62	950	850	750	630	500	—
НП2	600	570	540	510	480	450

Рекомендуемый сортамент листового проката из алюминия и его сплавов приведен в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Вид проката	Толщина в *мм*	Допускаемые отклонения по толщине в *мм*	Вес 1 *м²* в *кг*	Марка					
				А00	А0	АД1	АМцС	АМг3	АМг5
Листы по ГОСТ 1946—60	1	—0,17	8,85	+	+	+	+	+	+
	2	—0,26	5,7	+	+	+	+	+	+
	3	—0,34	8,55	+	+	+	+	+	+
	4	—0,36	11,4	+	+	+	+	+	+
	6	—0,42	17,1	+	+	+	+	+	+
	8	—0,47	22,8	+	+	+	+	+	+
	10	—0,5	28,5	+	+	+	+	+	+
Плиты по АМТУ 347—55	12	—1	34,2	—	—	+	+	+	+
	14		39,9	—	—	+	+	+	+
	16		45,6	—	—	+	+	+	+
	18		51,3	—	—	+	+	+	+
	20		57	—	—	+	+	+	+
	22	—1,5	62,7	—	—	+	+	+	+
	25		71,25	—	—	+	+	+	+
	30		85,5	—	—	+	+	+	+
	35		99,75	—	—	+	+	+	+
	40		114	—	—	+	+	+	+

Плиты из сплавов АМг3 и АМг5 поставляются по размерам соответственно АМТУ 347—55 при дополнительном согласовании технических требований с поставщиком.

Допускаемые отклонения по толщине для листов толщиной 10 *мм* и менее приведены при самой распространенной ширине листов 1500 *мм*. Для плит толщиной 12—40 *мм* допускаемые отклонения по толщине приведены при ширине плит 1300—2000 *мм*. Размеры листов (длина и ширина) выбираются по ГОСТ 1946—60, а плит — по АМТУ 347—55 в зависимости от рационального раскроя деталей. Рекомендуемый сортамент горячекатаных листов из технической меди М3 и бескислородной меди М3С по ГОСТ 495—50 указан в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Толщина в *мм*	Допускаемые отклонеиие по толщине в *мм*	Вес 1 $м^2$ в *кг*	Размер листа в *мм*
1	—0,25	8,9	1200×2000
2 3 4 5	—0,35 —0,4 —0,45 —0,45	17,8 26,7 35,6 44,5	1200×3600
6 8 10	—0,45 —0,5 —0,55	53,4 71,2 89	1200×5000
12 14 16 18 20 22 24	—0,8 —0,9 —1 —1,3 —1,4 —1,5 —1,6	106,8 124,6 142,4 160,2 178 195,8 213,6	1200×5500

Рекомендуемый сортамент листового проката из латуни марки Л62 приведен в табл. 4.8.

Таблица 4.8

Вид проката	Толщина в *мм*	Допускаемое отклоиение по толщине в *мм*	Вес 1 $м^2$ в *кг*
Листы холоднокатаные по ГОСТ 931—52	1 2 3 4 6 8 10	—0,18 —0,21 —0,24 —0,3 —0,37 —0,45 —0,5	8,5 17 25,5 34 51 68 85
Листы горячекатаные по ГОСТ 931—52	12 14	—0,7	102 119
	16 18 20	—0,8	136 153 170

Размеры листов выбираются по ГОСТ 931—52 в зависимости от рационального раскроя деталей. Допускаемые отклонения листов приведены для размеров 600×1500 и 710×1420 *мм*.

Рекомендуемый сортамент листового проката из никеля НП-2 включен в табл. 4.9.

Таблица 4.9

Вид проката	Толщина в *мм*	Допускаемое отклонение по толщине в *мм*	Вес 1 $м^2$ в *кг*
Листы горячекатаные по ГОСТ 6235—52	5	—0,4	44,25
	6	—0,45	53,1
	7	—0,5	61,95
	8		70,8
	9	—0,6	79,65
	10		88,5

Допускаемое отклонение на толщину 5 *мм* указано для листов шириной 500 *мм*, а на толщины 6—10 *мм* — для листов шириной 600 и 710 *мм*.

Размеры листов выбираются по ГОСТ 6235—52 в зависимости от рационального раскроя деталей.

Рекомендуемый сортамент листов из свинца С2 по ГОСТ 9559—60 приведен в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Толщина в *мм*	Допускаемое отклонение по толщине в *мм*	Вес 1 $м^2$ в *кг*	Толщина в *мм*	Допускаемое отклонение по толщине в *мм*	Вес 1 $м^2$ в *кг*
1	—0,12	11,37	4	—0,24	45,48
1,5	—0,16	17,06	4,5	—0,25	50,03
2	—0,18	22,74	5		56,85
2,5	—0,2	28,42	6	—0,3	68,22
3		34,11	8	—0,4	90,96
3,5		39,8	10	—0,5	113,7

Допускаемые отклонения на толщину указаны для листов нормальной точности. Листы поставляются шириной 500 и 600 *мм* и длиной 1000 *мм* для всех толщин и длиной 1200 *мм* для толщин более 1,5 *мм*.

Для горизонтальных резервуаров, колонных и теплообменных аппаратов из стали и цветных металлов днища обычно проектируют эллипсоидальными соответственно по ГОСТ 6533—53* диаметром до 4 *м* и по нормалям МН 3033—61, МН 3034—61 и МН 3035—61 диаметром до 3,7 *м*.

Основным типом листовых конструкций для хранения жидких химикатов и пищевых продуктов является горизонтальный резервуар

(рис. 4.4). При изготовлении резервуаров из углеродистой и низколегированной стали или из цветных металлов кольца жесткости располагают внутри, а при изготовлении резервуаров из двухслойной или нержавеющей стали — снаружи корпуса.

Требования, предъявляемые к листовым конструкциям рассматриваемой категории, многообразны и зависят от условий их работы (температура, давление, рабочая среда).

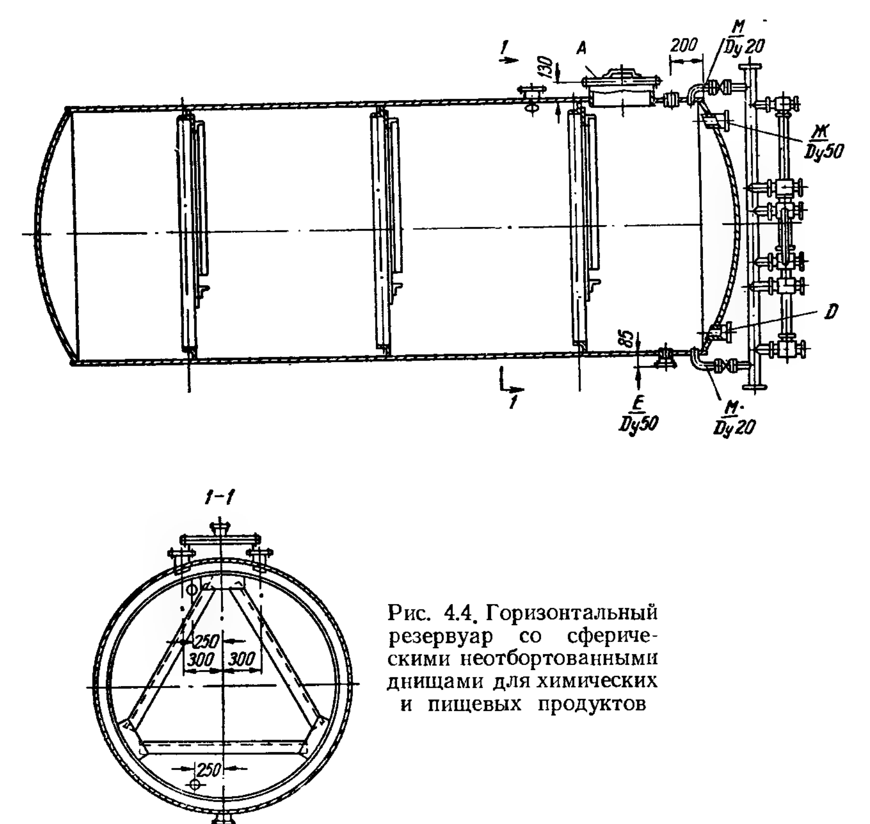


Рис. 4.4. Горизонтальный резервуар со сферическими неотбортованными днищами для химических и пищевых продуктов

Диапазон температур, при которых эксплуатируются листовые конструкции химической и пищевой промышленности, весьма широк — от —254° С до +900° С; внутреннее давление изменяется от глубокого вакуума до 60 *кГ/см*². Рабочая среда определяется коррозионными свойствами хранимой или перерабатываемой жидкости. Особенности условий работы аппаратов влияют на их конструктивную форму. От температуры, давления и рабочей среды зависит выбор марки металла. В зависимости от температурного режима выбирают материал прокладок, болтов, шпилек и определяют необходимость устройства наружной теплоизоляции или внутренней футеровки стенок аппарата. Величина внутреннего давления определяет размеры конструктивных деталей: фланцев, прокладок, люков, арматуры и др.

При избыточном давлении до 0,7 *кГ/см*² включительно листовые конструкции рассчитывают по СНиП II-В.3-62 и СНиП II-В.5-64 (по предельным состояниям), а при бóльшем давлении — по нормам и методам расчета на прочность сосудов и аппаратов [124] (по допускаемым напряжениям).

Переход к расчету последних по предельным состояниям важен не

только с точки зрения унификации расчета, но и в целях приближения расчета к действительным условиям работы листовых конструкций среднего и высокого давления, а также возможности раздельного изучения коэффициентов: перегрузки действующих нагрузок и воздействий, однородности материалов, условий работы конструкций и соединений, сочетаний нагрузок и воздействий.

К числу основных вопросов проектирования листовых конструкций относится выявление оптимальной конструктивной формы и наивыгоднейших размеров принятой для проектирования конструкции. В сопряжениях оболочек различной формы сосудов, работающих под высоким внутренним давлением, следует применять плавные переходы для уменьшения местных напряжений. Сосредоточенные воздействия на листовые конструкции необходимо передавать через ребра жесткости. Прочностной расчет листовых конструкций среднего и высокого давления, состоящих из цилиндрических, конических, сферических, эллипсоидальных оболочек, производится в основном по безмоментной теории с учетом локальных напряжений краевого эффекта.

Гидростатическое давление при определении расчетного давления должно учитываться в случаях, когда его величина превышает рабочее давление более чем на 5%.

Горизонтальные цилиндрические листовые конструкции низкого давления, работающие главным образом на неосесимметричные поперечные нагрузки (собственный вес с изоляцией и оборудованием, гидростатическое давление, обледенение, ветровая нагрузка), необходимо, кроме того, рассчитывать по полумоментной теории (с учетом кольцевого изгибающего момента M_2 и без учета продольного изгибающего момента M_1) при выявлении их общего напряженного состояния. В краевом эффекте, возникающем в неплавном пересечении двух оболочек различной геометрической формы (например, соосных цилиндрической и конической оболочек, цилиндрической и неотбортованной сферической оболочек, ортогональных цилиндрических оболочек и т. п.), кроме момента M_1 следует определять кольцевое нормальное усилие N_2 (см. главу 19). В безмоментном напряженном состоянии листовой конструкции вычисляют продольное и кольцевое нормальные усилия N_1 и N_2, действующие на элемент оболочки.

Касательные усилия T необходимы лишь для расчета колец жесткости листовых конструкций, воспринимающих эти сдвигающие усилия и реакции опор, а также для расчета соответствующих сварных швов.

Наибольшее напряжение в конструкции не должно превышать расчетного сопротивления материала с учетом коэффициента условий работы конструкции или соединения при расчете на прочность.

Критерием допустимости расчета на неосесимметричные поперечные нагрузки горизонтальной цилиндрической конструкции как балки кольцевого сечения является

$$\frac{\delta l^2}{r^3} \geqslant 10, \tag{4.1}$$

где δ — толщина стенки; l — пролет конструкции; r — радиус корпуса.

Если безразмерный параметр получается менее десяти, то конструкцию необходимо рассчитывать как цилиндрическую оболочку, учитывая искажение начальной формы сечения и его депланацию.

Критерий допустимости расчета на неосесимметричные поперечные нагрузки вертикальной цилиндрической конструкции колонного типа как балки кольцевого сечения

$$\frac{\delta l^2}{r^3} \geqslant 20. \tag{4.2}$$

При значении указанного параметра менее двадцати конструкцию надо рассчитывать как цилиндрическую оболочку, а не как консольную балку. Сказанное относится к гладким оболочкам. Для ребристых оболочек (подкрепленных кольцами жесткости) в приведенные формулы вместо δ подставляется $\sqrt{\delta\delta_{\text{пр}}}$,

где $\delta_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{12I}{a}}$ — приведенная толщина оболочки;

I — момент инерции сечения кольца жесткости вместе с полосой оболочки шириной, равной шагу колец относительно общей нейтральной оси;

a — расстояние между соседними ребрами жесткости (шаг колец).

Таким образом, наличие колец жесткости приближает работу оболочки к работе конструкции как балки кольцевого сечения.

При расчете оболочки на устойчивость расчетное сжимающее напряжение (его абсолютная величина) не должно превышать нижнего критического напряжения с учетом коэффициента условий работы. При расчете на температурные воздействия следует учитывать, что они могут влиять не только на напряженное состояние листовой конструкции, но и на физико-механические свойства металла, из которого сделана конструкция (рис. 4.2 и 4.3, табл. 4.3—4.5).

Расчетная температура стенки сосуда или аппарата принимается равной температуре среды, соприкасающейся со стенкой. При обогревании стенки сосуда или аппарата открытым пламенем, горячими газами температурой 250° С и выше или открытыми электронагревателями расчетная температура принимается равной температуре среды, соприкасающейся со стенкой, увеличенной на 50° С, но не менее 250° С. При защите аппарата изоляцией расчетная температура стенки принимается равной температуре соприкасающейся со стенкой поверхности изоляции, увеличенной на 20°.

Средние температуры трубок и кожуха теплообменных аппаратов определяются теплотехническим расчетом.

С повышением температуры модуль упругости металла уменьшается, а коэффициент линейного расширения увеличивается. Для стали их произведение при изменении температуры остается неизменным; для остальных металлов и сплавов это произведение изменяется.

При расчете на жесткость вертикальный прогиб упругой линии от нормативных нагрузок в середине пролета двухопорного горизонтального резервуара не должен превышать 1/600 пролета, а горизонтальное смещение центра верхнего поперечного сечения вертикального цилиндрического аппарата — 1/250 его высоты. Радиальные перемещения, сопутствующие изгибным деформациям поперечного сечения как горизонтальной, так и вертикальной цилиндрической оболочки, не должны превышать 1/100 ее радиуса и одновременно — удвоенной толщины стенки корпуса. Удобная для применения методика определения радиальных перемещений и прочностного расчета горизонтальных замкнутых цилиндрических оболочек, работающих на неосесимметричные поперечные нагрузки, изложена в § 3 главы 3. Основы расчета на ветровую нагрузку вертикальных цилиндри-

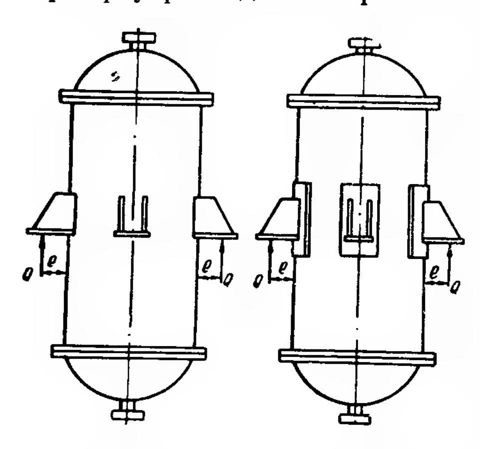


Рис. 4.5. Вертикальные аппараты на подвесных опорах

слева — без подкладных листов; справа — с подкладными листами

ческих аппаратов как оболочек изложены в [48, 71], а расчет на ветровую и сейсмическую нагрузки колонных аппаратов как балок кольцевого сечения — в руководящем техническом материале Гипронефтемаша РТМ 65—63.

Колонный аппарат прикрепляется к фундаменту n болтами, расположенными по окружности радиусом r. Требуемая площадь сечения каждого болта (по резьбе)

$$F_{нт} = \frac{1}{nR_а}\left(\frac{2M}{r} - N\right), \quad (4.3)$$

где $R_а$ — расчетное сопротивление анкерного болта растяжению;
M — максимальный момент от ветра и сейсмических воздействий (с учетом коэффициентов перегрузки);
N — минимальная продольная сила от веса аппарата (с учетом коэффициента недогрузки 0,9).

На рис. 4.5 изображены вертикальные аппараты на подвесных опорах, применяемые в химической и пищевой промышленности.

§ 2. РЕЗЕРВУАРЫ ДЛЯ ВОДЫ

Резервуары на башнях применяются для технического водоснабжения, а также в качестве уравнительных башен, располагаемых у нижнего конца деривационного трубопровода гидроэлектрической станции с целью смягчения отрицательного гидравлического удара, возникающего при внезапном открытии затвора водовода. Водонапорные башни служат для обеспечения требуемого давления в сети в часы максимального расхода и во время остановки работы насосов, а также для создания необходимого запаса воды.

Основным вопросом проектирования водонапорной или уравнительной башни является выбор типа и размеров резервуара. Высота башни, определяющая наименьший напорный уровень воды, и емкость резервуара назначаются в соответствии с общим проектом водоснабжения объекта или проектом гидравлической электростанции. Емкость резервуара изменяется от 100 до 5000 *м*³ при высоте ствола башни от 10 до 45 *м*, диаметре бака 5—25 *м*, высоте бака 4—13 *м* и толщине листов 5—12 *мм*.

Корпус бака представляет собой вертикальную цилиндрическую оболочку кругового сечения.

Днище бака не следует делать плоским, так как оно требует устройства тяжелой балочной клетки, затрудняющей осмотр и ремонт в течение срока службы резервуара. Кроме того, плоское днище не обеспечивает стока осадков и вызывает более интенсивное ржавление стали.

Пространственное днище экономичнее плоского и, будучи открытым снизу, обеспечивает возможность свободного осмотра, ремонта и окраски. Пространственное днище может быть эллипсоидальным, сферическим, коническим, сфероконическим, сфероцилиндрическим (рис. 4.6).

Эллипсоидальное днище делается в виде половины эллипсоида вращения, причем большая ось эллипса равна диаметру корпуса, а малая полуось — четверти указанного диаметра (рис. 4.6, *а*). Эллипсоидальное днище не вызывает сжимающих усилий в опорном кольце, покоящемся на стволе башни. Недостаток эллипсоидального днища — трудность его изготовления, почему оно не получило широкого распространения. Для упрощения изготовления целесообразно заменять эллипсоидальное днище сфероидальным, образующая которого состоит из двух сопряженных дуг окружности (радиус большой дуги равен диаметру корпуса, а радиус малой дуги составляет 1/5 большого радиуса; глубина днища остается равной четверти диаметра бака). Статический расчет такого сфероидального днища можно производить как эллипсоидального. Располагая начало координат в месте пересечения осей симметрии эллипсоида

(рис. 4.7), получим значение текущей ординаты для построения меридиональной кривой днища:

$$y = \frac{1}{2}\sqrt{r^2 - x^2}. \tag{4.4}$$

Нормальные напряжения в произвольном элементе днища m (рис. 4.7):

а) в меридиональном направлении

$$\sigma_1 = \frac{Q_x}{2\pi x \delta \sin\alpha}; \tag{4.5}$$

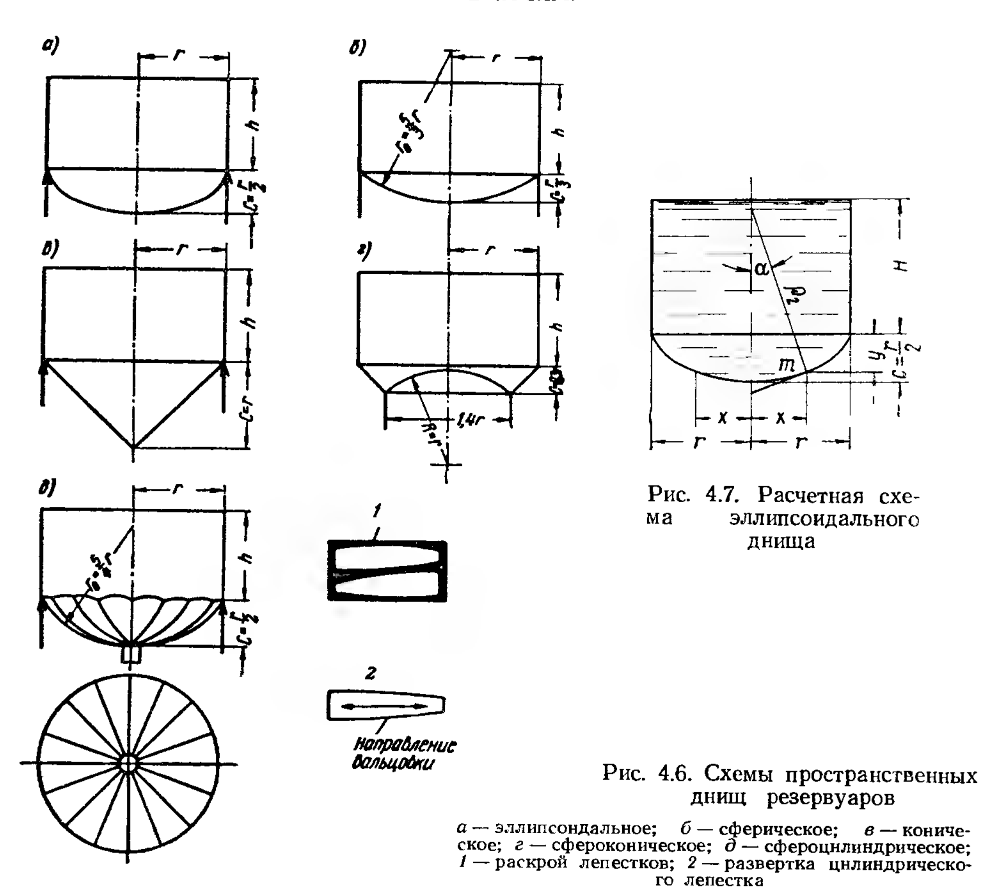


Рис. 4.7. Расчетная схема эллипсоидального днища

Рис. 4.6. Схемы пространственных днищ резервуаров

а — эллипсоидальное; *б* — сферическое; *в* — коническое; *г* — сфероконическое; *д* — сфероцилиндрическое; *1* — раскрой лепестков; *2* — развертка цилиндрического лепестка

б) в кольцевом направлении

$$\sigma_2 = \frac{\rho_2}{\delta}\left[\gamma(H + y) - \frac{Q_x}{2\pi\rho_1 x \sin\alpha}\right], \tag{4.6}$$

где Q_x — вес отсеченной части днища со столбом воды, поддерживаемым отсеченной частью;

x — радиус горизонтального сечения;

α — угол между нормалью к эллипсу в данной точке и вертикальной осью резервуара;

y — кратчайшее расстояние от плоскости сопряжения корпуса с днищем до рассматриваемого горизонтального сечения днища;

H — высота корпуса;

r — радиус резервуара;

δ — рабочая толщина днища;

$$\rho_1 = \frac{2\left(r^2 - \frac{3}{4}x^2\right)^{3/2}}{r^2}$$ — первый главный радиус кривизны эллипсоида;

$$\rho_2 = 2\left(r^2 - \frac{3}{4}x^2\right)^{1/2}$$ — второй главный радиус кривизны эллипсоида.

Напряжение в нижнем элементе дна резервуара (при $x=0$; $y=\frac{r}{2}$) от гидростатического давления

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{\gamma r}{\delta}\left(H + \frac{r}{2}\right). \qquad (4.7)$$

Осевые напряжения в днище в месте его сопряжения с корпусом (при $x=r$; $y=0$) от веса воды:

$$\sigma_1 = \frac{\gamma V}{2\pi r\delta}; \qquad (4.8)$$

$$\sigma_2 = \frac{\gamma r}{\delta}\left(H - \frac{2V}{\pi r^2}\right), \qquad (4.9)$$

где V — объем воды в резервуаре, заполненном доверху.

Изготовление сферического днища (рис. 4.6, *б*) проще, чем эллипсоидального и сфероидального. Глубина сферического днища принимается обычно равной $^1/_6$ диаметра корпуса бака. Сферическое днище вызывает сжимающие усилия в опорном кольце.

Коническое днище (рис. 4.6, *в*) способствует полному освобождению резервуара от его содержимого и наиболее пригодно для воды, содержащей много выпадающих примесей. Изготовление конического днища значительно проще, чем сферического, так как не требует горячей обработки листов; вальцовка выполняется на листогибочных вальцах по поверхности нулевой гауссовой кривизны. Весовые показатели резервуара с коническим днищем хуже, чем баков со сферическим или со сфероидальным днищем. Для уменьшения веса опорного кольца и снижения стоимости башни за счет уменьшения диаметра ее ствола иногда применяют сфероконическое днище системы Интце (рис. 4.6, *г*), состоящее из наружного усеченного конуса и внутреннего шарового сегмента, обращенного выпуклостью вверх, или из двух конусов и сферического сегмента, обращенного выпуклостью вниз.

Такой резервуар наряду с экономическими преимуществами имеет серьезные недостатки: интенсивное ржавление кольцевого кармана; работа оболочек на сжатие; затрудненное удаление грязной воды и отстоя при чистке днища.

С целью упрощения изготовления днищ положительной гауссовой кривизны возможно применение днищ, состоящих из ряда цилиндрических лепестков, которые могут быть получены вальцовкой на листогибочных вальцах (рис. 4.6, *д*). Стоимость сфероцилиндрических днищ ниже стоимости днищ двоякой кривизны.

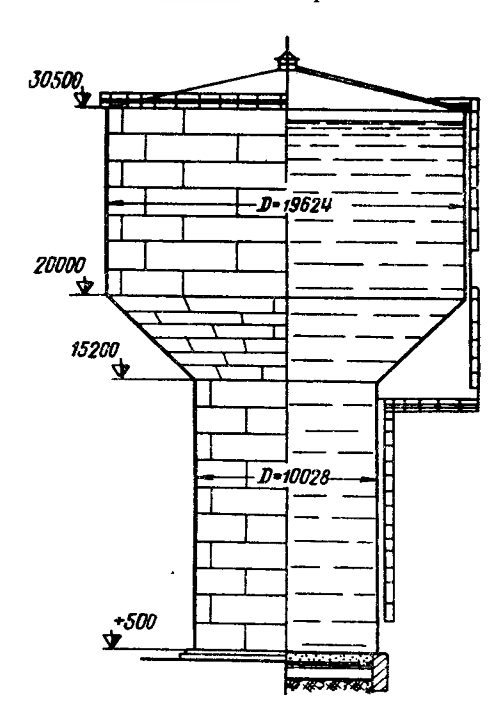


Рис. 4.8. Бесстоечная водонапорная башня емкостью 3000 $м^3$

Внутри ствола водонапорной башни желательно помещать насосную, конструкция которой используется для опирания лестницы, ведущей к резервуару. Ствол башни обычно делается решетчатым. При возможности размещения насосной рядом с башней целесообразно применение бесстоечных водонапорных башен (рис. 4.8). Тип резервуара зависит от емкости, высоты башни, заданной разности верхнего и нижнего уровней воды в баке, производственных возможностей завода-изготовителя, качества воды и местных условий. Выбор типа и размеров резервуара должен производиться на основании сравнения технико-экономических показателей. Одним из важнейших критериев эффективности является минимум поверхности бака, что соответствует минимуму его стоимости и наименьшим расходам по защите резервуара от коррозии.

Корпус и покрытие бака аналогичны соответствующим элементам вертикального резервуара для нефтепродуктов (кровля обычно пологая коническая или сферическая со стрелой подъема, равной $^1/_{15}$ диаметра корпуса).

В табл. 4.11 приведены вычисленные в функции заданной емкости V значения диаметра и высоты корпуса бака с кровлей, соответствующие наименьшей поверхности конструкции.

Таблица 4.11

Тип резервуара	Диаметр бака D	Высота корпуса резервуара H
Бак со сфероидальным днищем глубнной, равной половине радиуса корпуса	$1{,}142\sqrt[3]{V}$	$0{,}788\sqrt[3]{V}$
Бак со сферическим днищем глубиной, равной трети радиуса корпуса	$1{,}13\sqrt[3]{V}$	$0{,}9\sqrt[3]{V}$
Бак с коническнм днищем глубиной, равной радиусу корпуса	$1{,}134\sqrt[3]{V}$	$0{,}805\sqrt[3]{V}$
Бак со сфероцилиндрическим днищем глубиной, равной половине радиуса корпуса	$1{,}142\sqrt[3]{V}$	$0{,}82\sqrt[3]{V}$

Для определения наивыгоднейшего диаметра резервуара с пространственным днищем из условия минимальной стоимости бака может быть применена универсальная формула

$$D_{\text{опт}} = 2\sqrt[3]{\frac{V\delta_{\text{к}}}{B\delta_{\text{д}}\left(\frac{C_{\text{д}}}{C_{\text{к}}}\right) - 2A\delta_{\text{к}} + \pi\delta_{\text{п}}\left(\frac{C_{\text{п}}}{C_{\text{к}}}\right)}}, \tag{4.10}$$

где A — коэффициент, равный отношению вместимости днища к кубу радиуса бака;

B — коэффициент, равный отношению поверхности днища к квадрату радиуса корпуса;

V — емкость резервуара;

$\delta_{\text{к}}$ — средняя толщина стенки корпуса;

$\delta_{\text{д}}$ — средняя толщина днища;

$\delta_{\text{п}}$ — приведенная толщина покрытия (с учетом каркаса);

$C_{\text{к}}$ — единичная стоимость корпуса;

$C_{\text{д}}$ — единичная стоимость днища;

$C_{\text{п}}$ — единичная стоимость покрытия.

При отсутствии точных данных можно принимать единичную стоимость оболочки двоякой кривизны на 50%, а конической оболочки на

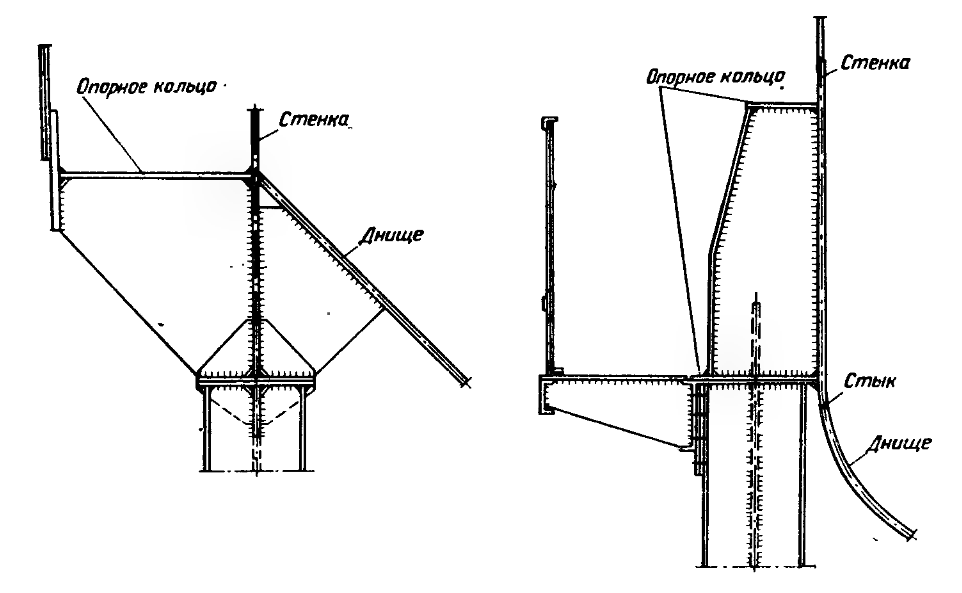


Рис. 4.9. Типы сечений опорных колец резервуаров с пространственным днищем

10% больше единичной стоимости цилиндрической оболочки. Поскольку толщины оболочек заранее неизвестны, задачу приходится решать методом итерации: определить диаметр по формуле (4.10), полагая все толщины одинаковыми ($\delta_к=\delta_д=\delta_п$), рассчитать элементы резервуара, снова определить диаметр по формуле (4.10) и повторить расчет.

При отклонении диаметра резервуара от его оптимального значения до 15% вес бака увеличивается незначительно. Дальнейшее изменение диаметра нежелательно, так как оно связано с существенным увеличением поверхности резервуара. Окончательные размеры бака назначаются в соответствии с длиной и шириной листов, прокатываемых на склад готовой продукции металлургических заводов (6000×1500 *мм*). Все соединения следует проектировать стыковыми.

По высоте корпуса должно укладываться целое число листов (по ширине), чтобы избежать продольной резки листов. По периметру корпуса желательно, чтобы укладывалось также целое число листов, хотя, при недопустимо большом отклонении от заданной емкости (более 5%), можно вводить в каждый пояс вставку, представляющую собой половину целого листа.

Для корпуса рационально использовать горячекатаную рулонную сталь по ГОСТ 8597—57 шириной до 2300 *мм*, толщиной до 10 *мм*. В опорном кольце резервуара (рис. 4.9) в общем случае возникают нормальные напряжения сжатия, изгиба и стесненного кручения:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_x y}{I_x} + \frac{B\omega}{I_\omega} \leqslant R, \qquad (4.11)$$

где $N = \frac{G}{2\pi}\operatorname{tg}\alpha$ (рис. 4.10) — расчетное сжимающее усилие в кольце;

G — вес воды и днища;

F — расчетная площадь сечения кольца;

M_x — расчетный изгибающий момент в кольце, как в неразрезной балке;

I_x — момент инерции сечения кольца относительно горизонтальной нейтральной оси;

y — расстояние от рассматриваемой элементарной площадки до указанной оси;

B — расчетный бимомент;

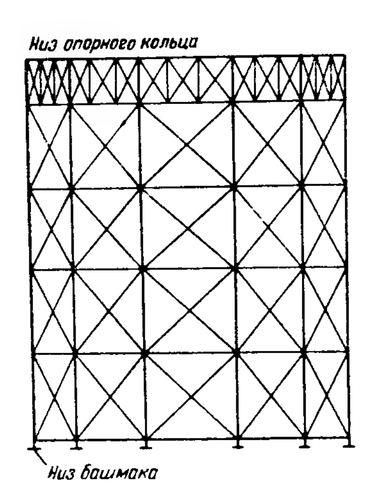
I_ω — секториальный момент инерции сечения кольца;

ω — секториальная площадь сечения кольца.

В опорном сечении кольца необходимо проверить касательное и приведенное напряжения.

Сплошной ствол башни выполняется в виде вертикальной цилиндрической оболочки (рис. 4.8), сквозной ствол — из 4—12 стоек, соединенных вертикальными и горизонтальными связями (рис. 4.11). Сечение стойки принимается обычно из одного сварного двутавра, сечение стержней связей — из уголков. В высоких башнях стойки делают из труб, а связи — из круглой стали.

Для водонапорных башен, период собственных колебаний которых превышает 0,5 *сек*, величина скоростного напора ветра увеличивается



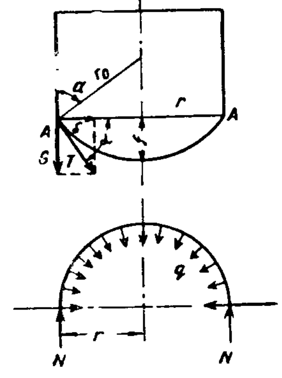


Рис. 4.10. Схема определения сжимающего усилия в опорном кольце резервуара с пространственным днищем

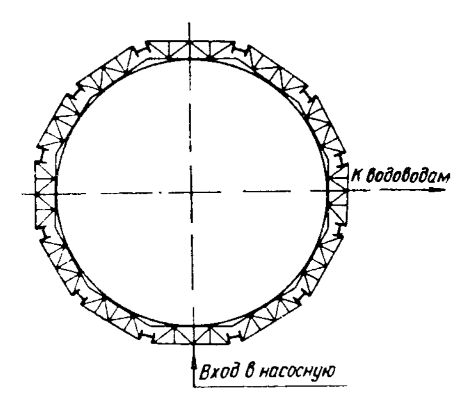


Рис. 4.11. Схема сквозного ствола водонапорной башни

путем умножения на динамический коэффициент, равный двум. Величина скоростного напора ветра с учетом динамического коэффициента должна приниматься не менее 80 $кГ/м^2$ и не более 300 $кГ/м^2$.

Период собственных колебаний водонапорной башни можно определить по приближенной формуле

$$T = 3,63 \sqrt{\frac{P_{пр} h^3}{EIg}}, \qquad (4.12)$$

где T — период свободных колебаний в *сек*;
h — расстояние от верха фундамента до центра тяжести резервуара в *см*;
E — модуль упругости материала башни в *кГ/см²*;
I — осевой момент инерции поперечного сечения ствола башни в *см⁴*;
g — ускорение силы тяжести, равное 981 *см/сек²*;
$P_{пр} = P_1 + 0{,}236\, P_2$ — приведенный вес;
P_1 — вес бака с водой в *кг*;
P_2 — вес ствола башни в *кг*.

Нагрузками для расчета ствола башни являются: вес резервуара с водой, вес ствола, ветер и сейсмические воздействия (при которых ветер учитывается в размере 30% ураганного).

Усилие, приходящееся на каждую стойку от вертикальной нагрузки на башню G,

$$N_1 = \frac{G}{n}, \tag{4.13}$$

где G — расчетная вертикальная нагрузка на башню;
n — число стоек в стволе.

Максимальное усилие в стойке ствола от ветровой нагрузки возникает, если направление ветра параллельно наибольшей диагонали многоугольника поперечного сечения башни. Коэффициент заполнения сквозного ствола башни, необходимый для вычисления расчетного аэродинамического коэффициента, можно принимать равным 0,4.

Поскольку ствол башни представляет собой жесткую конструкцию, продольное усилие в стойке от горизонтальной нагрузки при любом числе стоек

$$N_2 = \frac{2M}{nr_0}, \tag{4.14}$$

где M — расчетный момент от ураганного ветра (или от сейсмических воздействий и соответствующей ветровой нагрузки);
n — число стоек в стволе;
r_0 — радиус окружности, проходящей через центры поперечного сечения стоек.

Коэффициенты условий работы: корпуса и днища бака $m = 0{,}8$; покрытия бака и ствола башни $m = 0{,}9$. Коэффициенты перегрузки обычные.

Расчетное сжимающее усилие в стойке

$$N = N_1 + N_2. \tag{4.15}$$

Анкерные болты стойки необходимо рассчитывать при порожнем резервуаре весом G с коэффициентом недогрузки и максимальном моменте M от горизонтальных нагрузок и воздействий с коэффициентами перегрузки на растягивающее усилие

$$Z = \frac{1}{n}\left(\frac{2M}{r} - G\right). \tag{4.16}$$

К нижней части днища бака приваривают патрубки с фланцами для присоединения подающей и сливной труб, а также для удаления грязной воды и отстоя при чистке резервура.

Для удобства осмотра, ремонта и окраски бака вокруг него на уровне опорного кольца устраивают кольцевую галерею шириной 500—600 *мм*, с которой стремянка ведет на крышу. Для прохода внутрь резервуара необходимо предусмотреть отверстие в середине покрытия и вертикальную лестницу.

Глава 5

ГАЗГОЛЬДЕРЫ ПОСТОЯННОГО ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО ОБЪЕМА И РЕСИВЕРЫ

§ 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Сосуды постоянного геометрического объема, предназначенные для хранения под давлением газов (азота, аммиака, водорода, доменного, коксового, генераторного и др.), не вызывающих интенсивной коррозии, называются газгольдерами постоянного объема, а при хранении в них воздуха — ресиверами.

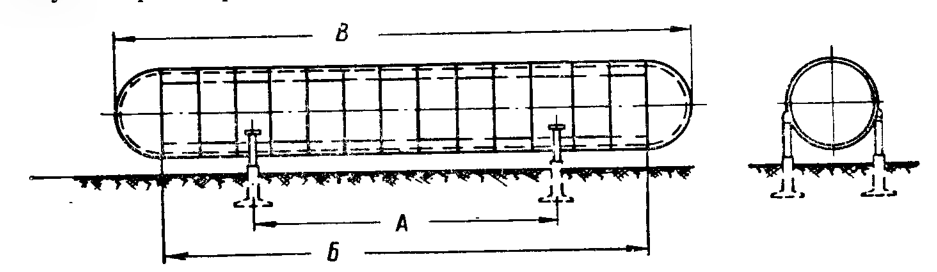


Рис. 5.1. Общий вид горизонтального газгольдера постоянного объема

Газгольдеры могут быть как шаровыми, так и цилиндрическими, ограниченными по концам полусферами и устанавливаемыми горизонтально или вертикально. Основной нагрузкой для них, определяющей толщину оболочки, является внутреннее давление, которое увеличивается при наполнении сосуда газом и уменьшается при его расходе. Максимальное давление в сосудах обычно превосходит 0,7 *ати* и в большинстве случаев не достигает 50 *ати*, и к ним предъявляются требования, изложенные в «Правилах устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением».

Геометрические размеры и емкости стальных горизонтальных (ГГ) и вертикальных (ВГ) газгольдеров постоянного объема высокого давления, служащих для хранения газов, не вызывающих интенсивной коррозии, устанавливаются ГОСТ 5172—63 и приведены в табл. 5.1 (обозначения на рис. 5.1). Возможно изготовление газгольдеров бóльших емкостей, чем указанные в ГОСТ.

Таблица 5.1

Емкость в $м^3$	Размер в *мм*					
	$D_{вн}$	*А*	*Б*		*В*	
			а*	б**	а*	б**
	Горизонтальные газгольдеры (ГГ)					
50	3200	3 400	4 000	4 800	7 200	8 000
100	3200	7 800	10 000	12 000	13 200	15 200
175	3200	11 400	20 000	19 200	23 200	22 400
270	3200	18 000	32 000	31 200	35 200	34 400
	Вертикальные газгольдеры (ВГ)					
50	3200	—	4 000	4 800	7 200	8 000
100	3200	—	10 000	12 000	13 200	15 200
175	3200	—	20 000	19 200	23 200	22 400

* Случай «а» относится к давлению газа или воздуха 2,5; 4; 6; 8; 10; 12,5 и 16 *ати*, когда для цилиндрической части применяются листы шириной 2000 *мм*.

** Случай «б» относится к давлению 16, 18 и 20 *ати*, когда для цилиндрической части применяются листы шириной 2400 *мм*.

Шаровые сосуды должны выполняться по нормалям ведомств с учетом имеющегося технологического оборудования, необходимого для штамповки или вальцовки сферических оболочек.

Для цилиндрической и сферической частей сосуда могут быть применены стали следующих марок:

при толщине до 12 *мм* — сталь ВМСт.3сп по ГОСТ 380—60* для сварных конструкций с дополнительными гарантиями загиба в холодном состоянии и ударной вязкости при температуре минус 20°, а также предельного содержания химических элементов;

при толщине более 12 *мм* — стали низколегированные 15ХСНД, 09Г2С(М), 10Г2С1(МК) по ГОСТ 5058—65 для сварных конструкций также с дополнительными гарантиями загиба в холодном состоянии и ударной вязкости при отрицательной температуре.

Дополнительные требования и гарантии устанавливаются организациями, проектирующими металлические конструкции, по согласованию с организациями, разрабатывающими технологическую часть, в зависимости от места установки сосуда и режима его работы. Требования к качеству стали для сосудов, используемых в химическом и нефтяном машиностроении, указаны в работах [6, 41, 47, 62], а для паровых котлов — в работах [42, 94].

Толщина цилиндрической части оболочки, не имеющей отверстий, может определяться по формуле

$$\delta_ц \geqslant \frac{pD_{ср}}{2[\sigma]_ц \varphi K_м} + C_ц, \qquad (5.1)$$

а толщина полусферического днища — по формуле

$$\delta_с \geqslant \frac{pD_{ср}}{4[\sigma]_с \varphi} + C_с, \qquad (5.2)$$

где

$$p = p_н n;$$

$p_н$ — нормативное давление;

n — коэффициент перегрузки для газгольдеров и ресиверов может быть принят равным 1,1;

$D_{ср}$ — диаметр срединной поверхности;

$K_м = 1/1{,}15$ — коэффициент, характеризующий двухосное напряженное состояние в цилиндрической оболочке при $\sigma_к/\sigma_{обр} = 2$;

φ — коэффициент, характеризующий понижение прочности сварного шва. Для швов встык, работающих на растяжение при автоматической сварке, а также при полуавтоматической и ручной сварке с применением для контроля качества повышенных способов $\varphi = 1$, а при обычных способах контроля качества $\varphi = \frac{1800}{2100} = 0{,}85$;

$$\sigma_ц = Rm_ц; \quad \sigma_с = Rm_с; \qquad (5.3)$$

$m_ц = 0{,}7$ — коэффициент условий работы для цилиндра;

$m_с = 0{,}6$ — коэффициент условий работы для полусферы, учитывающий возникновение местных напряжений в зоне соединения цилиндрической части с днищем, выполненным в виде полусферы.

Значение C зависит от величины минусовых допусков в листах и увеличения их толщины на коррозию. Для полусферической или штампованной части должно быть учтено увеличение толщины листов, возникающее вследствие утонения листа при вытяжке его.

При расчете конструкций из вальцованных листов можно пользоваться следующей приближенной формулой:

$$C_ц = 0{,}4 + 0{,}015\delta \geqslant 0{,}5 \text{ мм}; \qquad (5.4)$$

$$C_с = 0{,}4 + 0{,}05\delta \geqslant 1 \text{ мм}. \qquad (5.4а)$$

Значение $C_с$ следует несколько увеличивать на вытяжку при штамповке, если утонение листа превышает 5%.

Определенная по формулам (5.1) и (5.2) толщина листов округляется до ближайшего бóльшего размера листа, имеющегося в сортаменте.

Напряжения в сварном шве цилиндрической и сферической части газгольдера определяются по формулам:

$$\sigma_ц = \frac{pD_{ср}}{2(\delta_ц - C_ц) K_м} \leqslant Rm_ц \varphi; \qquad (5.5)$$

$$\sigma_с = \frac{pD_{ср}}{4(\delta_с - C_с)} \leqslant Rm_с \varphi. \qquad (5.6)$$

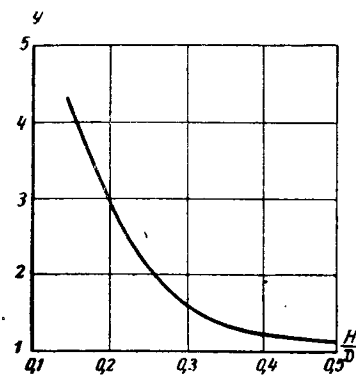


Рис. 5.2. Значение коэффициента y в зависимости от отношения H/D

Формулы (5.1), (5.2), (5.5), (5.6) по своему построению соответствуют расчету по предельному состоянию, установленному СНиП. В нормах [94] рекомендуется определять напряжения и толщины стенок цилиндрической и сферической частей по формулам:

$$\delta_ц = \frac{pD_{вн}}{2\varphi\sigma_{доп} - p} + C + C_1; \qquad (5.7)$$

$$\delta_с = \frac{pD_{вн}}{4\varphi\sigma_{доп}} y + C + C_1. \qquad (5.8)$$

В этих формулах для Ст.3 $\sigma_{доп} = 1400$ *кГ/см²*; φ — по СНиП; C и C_1 устанавливаются проектирующей организацией с учетом внутренней среды и специфических условий работы сосуда; y принимается по графику на рис. 5.2.

Определим толщину цилиндрической и сферической части оболочки при условии $p_н = 16$ *кГ/см²*; $D_{вн} = 325$ *см*; $\varphi = 1$; $H/D = 0{,}5$ и $y = 1{,}1$; $C_ц \approx 0{,}64$ *мм*; $C_с \approx 1$ *мм*.

Для цилиндрической части

по формуле (5.1)

$$\delta_ц = \frac{16 \cdot 1{,}1 \cdot 325}{2(2100 \cdot 0{,}7)\, 1 \cdot 1{,}15} + 0{,}064 \approx 18 \text{ мм};$$

по формуле (5.7)

$$\delta_ц = \frac{16(325 - 1{,}6 \cdot 2)}{2 \cdot 1 \cdot 1400 - 16} + 0{,}064 \approx 20 \text{ мм}.$$

Для сферической части:

по формуле (5.2)

$$\delta_с = \frac{16 \cdot 1{,}1 \cdot 325}{4(2100 \cdot 0{,}6)1} + 0{,}1 \approx 13 \text{ мм};$$

по формуле (5.8)

$$\delta_с = \frac{16 \cdot 325}{4 \cdot 1 \cdot 1400} 1{,}1 + 0{,}1 = 1{,}04 + 0{,}1 \approx 12 \text{ мм}.$$

Толщина цилиндрической части по формуле (5.1) меньше, чем по формуле (5.7), поскольку в первой учитывалось изменение приведенного напряжения в цилиндрической части при $\sigma_2/\sigma_t = 2$. Если бы в цилиндре не возникали осевые напряжения, то $\sigma_ц = 1{,}71 \cdot 1{,}15 + 0{,}064 = 2{,}024$ *см* ≈ 20 *мм*.

В этом случае толщина листа одинакова с толщиной, полученной по формуле (5.7).

§ 2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ГАЗГОЛЬДЕРОВ ПОСТОЯННОГО ОБЪЕМА

Для цилиндрической части газгольдеров принимаются листы шириной 2000 и 2400 *мм* с целью уменьшения количества сварных швов. Днища цилиндрических газгольдеров целесообразно делать в виде полусфер; возможны эллиптические днища.

По правилам Госгортехнадзора [94] можно не укреплять отверстия для лазов, люков и штуцеров в случае, если

$$\frac{d}{\sqrt{D\delta}} \leqslant 0{,}4, \tag{5.9}$$

здесь d — диаметр неукрепленного отверстия.

При усилении отверстия необходимо, чтобы суммарная рабочая площадь сечения металла в зоне с радиусом, равным диаметру отверстия, в пределах прямоугольника *АБГВ* (рис. 5.3) с учетом площади сечения сварных швов и за вычетом ослабления сечения на коррозию (показано пунктиром) и сечения стенки штуцера (заштриховано крестиком), соответствующего необходимой для восприятия внутреннего давления цилиндрической частью штуцера толщине, была не менее $2d\delta$.

Вертикальные газгольдеры обычно прикрепляют к фундаменту с помощью металлических стоек. Узлы опирания должны обеспечивать минимальный эксцентрицитет.

На рис. 5.4 показан узел опирания вертикального газгольдера для одной из газгольдерных станций.

Максимальные напряжения в оболочке в месте опирания возникают при гидравлическом испытании газгольдеров.

Во избежание подрезов и усадочных напряжений необходимо уменьшать число внешних, приваренных к оболочке газгольдера, деталей (фасонок, коротышей и пр.), необходимых для крепления второстепенных элементов, а также стремиться к максимальному сокращению сварки в основных прикреплениях.

Отличительная особенность горизонтальных цилиндрических газгольдеров — наличие кольцевых ребер у опор. До 1945 г. газгольдеры укрепляли часто расположенными ребрами жесткости, под которыми устанавливали жесткие бетонные седлообразные опоры, или подвешивали газгольдеры на часто расположенных стальных лентах.

Современные типы газгольдеров имеют две опоры, усиленные кольцами жесткости.

Назначение размеров опорных колец жесткости производится исходя из нагрузки, возникающей при наливе газгольдера водой во время испытания. При двух кольцах половина нагрузки приходится на одно кольцо. Так как нагрузка, действующая на оболочку, передается лишь по касательной к периметру, то расчет кольца ведется по схеме, указанной на рис. 5.5, *а*.

Если обозначить нагрузку, приходящуюся на одно кольцо жесткости, через Q, то максимальное значение касательных усилий в оболочке будет равно

$$T_0 = \frac{Q}{\pi r}; \tag{5.10}$$

$$T_\varphi = T_0 \sin\varphi = \frac{Q}{\pi r}\sin\varphi. \tag{5.11}$$

При установке опор без эксцентрицитета эпюра моментов имеет вид, указанный на рис. 5.5, *б*, и максимальные по абсолютному значению моменты, равные $0{,}046\ T_0 r^2$, возникают при $\varphi = 67$ и $113°$, а минимальные, равные $0{,}0355\ T_0 r^2$, при $\varphi = 0$ и $180°$.

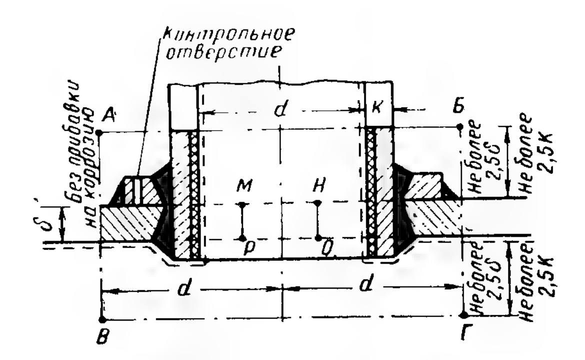


Рис. 5.3. Конструктивное оформление усиления отверстия

Рис. 5.4. Узел опирания вертикального газгольдера ▶

Рис. 5.5. Эпюра моментов у опор горизонтального газгольдера (Q — нагрузка, приходящаяся на одно кольцо жесткости) ▲

С целью выравнивания моментов опоры устанавливаются с эксцентриситетом $e=0{,}0034\,r$. В этом случае эпюра примет вид, указанный на рис. 5.5, *в*, и моменты в точках *1*, *2*, *1'* и *2'* будут равны между собой.

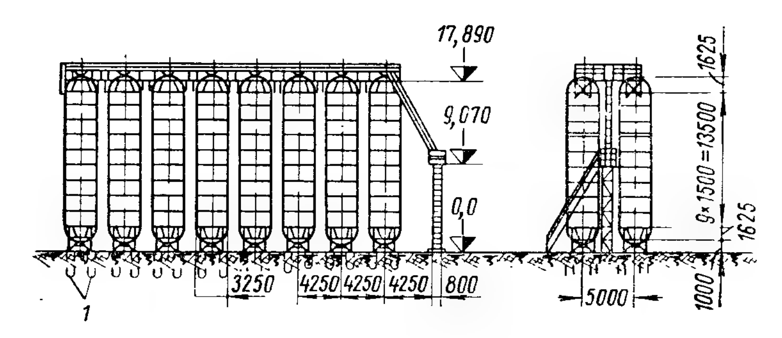


Рис. 5.6. Общий вид батареи из вертикальных газгольдеров
1 — железобетонные сваи или фундаменты

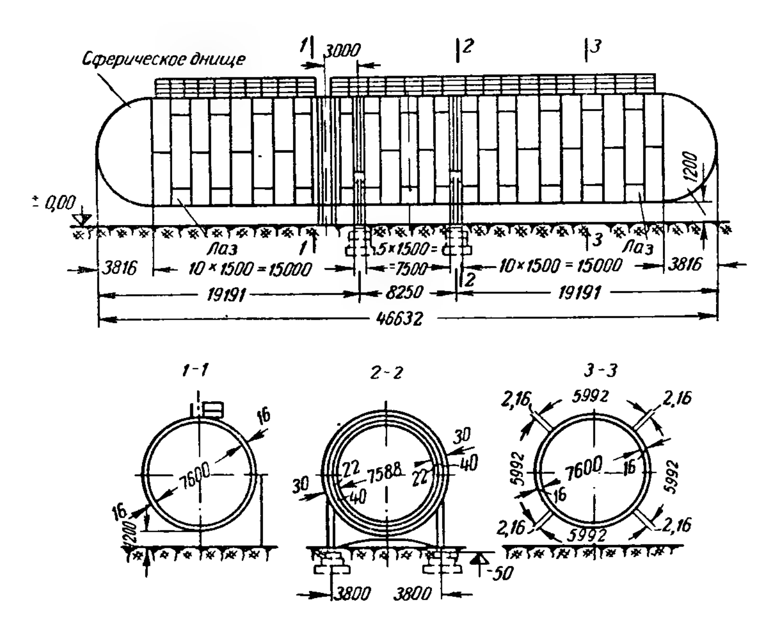


Рис. 5.7. Горизонтальный газгольдер емкостью 2000 $м^3$, предназначенный для эксплуатации при давлении 4,5 $кГ/см^2$

Около опорных колец вследствие различной жесткости оболочки и опорных колец возникают местные напряжения $\sigma_м$. Местные напряжения суммируются с осевыми и обычно их величина не превышает расчетной. Кольцо жесткости устанавливается в середине обечайки так, чтобы сварные соединения находились вне зоны местных напряжений.

Можно заключить, что местные меридиональные напряжения в оболочке у колец жесткости неопасны, так как деформации, связанные с ними, носят ограниченный характер. Исключение составляет случай, когда нагрузка переменная, и вследствие этого в зоне местных напряжений могут возникнуть усталостные явления.

Сферические газгольдеры рассчитываются аналогично сферической части цилиндрических газгольдеров.

В качестве примеров на рис. 5.6 дан общий вид батареи вертикальных газгольдеров давлением 7 *ати*, геометрической емкостью 130 $м^3$

каждый и на рис. 5.7 — проект газгольдера давлением 4,5 *ати*, геометрической емкостью 2000 $м^3$.

Если высокое качество сварки не может быть обеспечено на площадке, газгольдеры следует изготовлять на заводе металлических конструкций и перевозить целиком на место монтажа.

Испытания газгольдеров проводятся гидравлическим и воздушным способами. Несмотря на некоторое удорожание конструкций, гидравлическому способу должно быть отдано предпочтение в связи с большей безопасностью испытания. В тех случаях когда испытание водой не может быть применено, возможно испытание воздухом с соблюдением всех требований техники безопасности.

§ 3. ВЕСОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗГОЛЬДЕРОВ ПОСТОЯННОГО ОБЪЕМА

При проектировании сосудов, находящихся под действием внутреннего давления, следует иметь в виду, что для круглых цилиндрических и сферических оболочек теоретический вес металла оболочки, отнесенный к заключенному в сосуде объему газа ($V_0 = V_c\, p$), есть величина постоянная[1].

Так, для сферического сосуда объем газа, заключенного в сосуде, равен $V_0 = \frac{\pi D^3}{6}\, p$ (в этой формуле величина p, показывающая число избыточных атмосфер, является безразмерной величиной, что следует иметь в виду при определении размерности в дальнейших преобразованиях).

Вес всей сферической оболочки будет равен:

$$g_{0c} = S_c\, \delta_c\, \gamma = \frac{\pi p D_c^3 \gamma}{4\,[\sigma]_c\, \varphi}, \tag{5.12}$$

где $\gamma = 7850$ *кг/м³* — объемный вес стали.

Вес металла, отнесенный к 1 $м^3$ газа, будет равен:

$$g_c' = \frac{g_{0c}}{V_0} = \frac{3\gamma}{2\,[\sigma]_c\, \varphi}. \tag{5.13}$$

В случае цилиндрического сосуда бесконечной длины (концевое оформление в этом случае не влияет на вес сосуда) получаются соответственно следующие выражения:

$$V_0 = \frac{\pi D_ц^2}{4} Lp;\quad \delta_ц = \frac{pD_ц}{2{,}3\,[\sigma]_ц\, \varphi};\qquad g_{0ц} = \frac{\pi D^2 L \gamma p}{2{,}3\,[\sigma]_ц\, \varphi}; \tag{5.14}$$

$$g_ц' = \frac{g_{0ц}}{V_0} = \frac{4\gamma}{2{,}3\,[\sigma]_ц\, \varphi}. \tag{5.15}$$

Для цилиндра конечной длины, ограниченного по концам полусферами, значения объема и поверхности удобно выразить как функцию отношения длины цилиндрической части к диаметру $\eta = L/D$.

Объем газа, находящегося в сосуде, равен:

$$V_0 = \frac{\pi D^3}{6} p + \frac{\pi D^2 L}{4} p = V_{0c}(1 + 1{,}5\eta). \tag{5.16}$$

---

[1] Указанный анализ впервые сделан В. М. Вахуркиным.

Общий вес сосуда составит:

$$g_0 = \frac{\pi D^3 \gamma p}{4\,[\sigma]_c\,\varphi} + \frac{\pi D^2 L \gamma p}{2{,}3\,[\sigma]_ц\,\varphi} \approx g_{0c}\,(1 + 2\eta); \tag{5.17}$$

в формуле (5.17) принято отношение $[\sigma]_ц/[\sigma]_c = 1{,}15$.

Удельный расход металла, приходящийся на 1 $м^3$ газа, составит:

$$g' = g'_c \frac{1 + 2\eta}{1 + 1{,}5\eta} = g'_c \beta, \tag{5.18}$$

где

$$\beta = \frac{1 + 2\eta}{1 + 1{,}5\eta}. \tag{5.19}$$

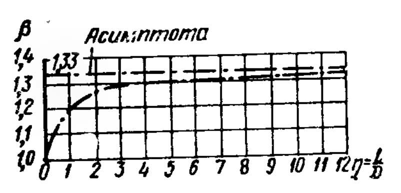


Рис. 5.8. Изменение коэффициента β в зависимости от η

Значение β по формуле (5.19) в зависимости от η приведено на рис. 5.8.

Удельный расход металла для сферического сосуда и цилиндрического сосуда бесконечной длины [по формулам (5.13) и (5.15)] для различных давлений и качества сварных соединений указан в табл. 5.2.

Из формул (5.13), (5.15) и (5.18) следует, что теоретический вес сосуда, отнесенный к 1 $м^3$ заключенного в сосуде газа, представляет величину, не зависящую от подобного изменения размеров резервуара и от внутреннего давления. В сосудах высокого давления обычно не применяют листовую сталь толщиной менее 6 *мм*. В этом случае желательно применять такие диаметры, при которых сечение будет напряжено полностью.

Таблица 5.2

Категория сосуда	Допускаемое давление в *ати*	Коэффициент запаса	Форма сосуда	Вес в $кг/м^3$ при η, равном			
				0,7	0,9	0,95	1
IV	До 50	4 4,35	Сфера Цилиндр	17,6 22,3	13,7 17,4	13 16,5	12,3 15,6
V	» 16	3,5 4	Сфера Цилиндр	15,4 20,5	12 16	11,4 15,1	10,8 14,4

Для цилиндрической части сосуда величина диаметра определяется из выражения

$$D_{ср} \leqslant \frac{2\,[\sigma]_ц\,(\delta - c)\,K_м\,\varphi}{p}; \tag{5.20}$$

для сферического сосуда

$$D_{ср} \leqslant \frac{4\,[\sigma]_c\,(\delta - c)\,\varphi}{p}. \tag{5.21}$$

Указанные в табл. 5.2 теоретические расходы металла вычислены без введения конструктивного коэффициента; следовательно, рациональной конструкцией должна считаться такая, вес которой близок к теоретическому.

При прочих равных условиях наиболее экономичным окажется сосуд, в котором давление будет наибольшим, так как для эксплуатации

важно не общее количество газа, находящегося в сосуде, а то количество, которое можно использовать. Обычно для нормальной эксплуатации необходимо, чтобы в газовой сети сохранялось некоторое давление; таким образом, объем используемого газа равен:

$$V_{исп} = V_{сос}(p - p_{сети}) = V_0\left(1 - \frac{p_{сети}}{p}\right) = V_0\alpha, \qquad (5.22)$$

где

$$\alpha = 1 - \frac{p_{сети}}{p}. \qquad (5.23)$$

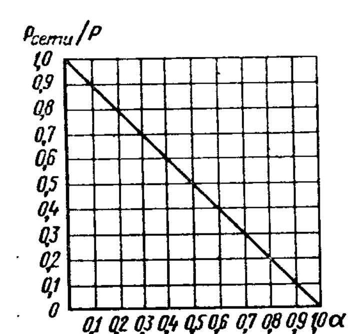


Рис. 5.9. Изменение коэффициента α в зависимости от отношения $p_{сети}/p$

Коэффициент α, характеризующий степень использования объема сосуда в зависимости от отношения давления в сети и максимального давления в сосуде, приведен на рис. 5.9.

Расход металла на 1 $м^3$ полезного газа при прочих равных условиях (расходах на компрессию, эксплуатацию и пр.) является истинным критерием экономичности сооружения:

$$G'_{пол} = \frac{G'}{\alpha}. \qquad (5.24$$

Значение g' определяется по формулам (5.13), (5.15), (5.18) и табл. 5.2; коэффициент α — по формуле (5.23).

Глава 6

ГАЗГОЛЬДЕРЫ ПЕРЕМЕННОГО ОБЪЕМА

§ 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Газгольдеры переменного объема (постоянного давления) предназначаются для хранения, смешения и регулирования расхода и давления газов, не вызывающих интенсивной коррозии стали (азота, аммиака, ацетилена, водорода, генераторного газа, доменного, коксового, нефтяного, полуводяного, светильного, углекислого, кислорода, метана, этилена и т. п.). К газгольдерам переменного объема относятся газгольдеры с водяным бассейном (мокрые газгольдеры) и газгольдеры цилиндрические поршневые (сухие газгольдеры).

В СССР наибольшее распространение получили мокрые газгольдеры, для которых установлена градация емкостей: 100, 300, 600, 1000, 3000, 6000, 10 000, 15 000, 20 000 и 30 000 $м^3$. Сухие газгольдеры не нашли в СССР широкого распространения в связи с малой надежностью работы затворов и сложностью эксплуатации и строятся в настоящее время по индивидуальным проектам.

Все газгольдеры выполняются сварными.

Наиболее употребительна для газгольдеров, эксплуатируемых при температуре не ниже —40° С, малоуглеродистая сталь марки ВМСт.3сп для сварных конструкций по ГОСТ 380—60* с дополнительной гарантией загиба в холодном состоянии и предельного содержания химических элементов. Для газгольдеров объемом до 700 $м^3$, эксплуатируемых при температуре не ниже —30° С, допускаются стали ВМСт.3пс и ВКСт.3пс с указанными дополнительными гарантиями. Листовая сталь толщиной

4 *мм* и менее может быть кипящей с гарантиями только химического состава (БСт.3кп). При строительстве газгольдеров в районах с расчетной температурой ниже —40° С следует применять низколегированные стали марок: 10Г2С1 (МК) по ГОСТ 5520—62, 10Г2С1 по ГОСТ 5058—65, 09Г2С(М) по ГОСТ 5520—62 и 09Г2С по ГОСТ 5058—65.

Для изготовления газгольдеров применяются отдельные листы размером 1500×6000 *мм* или рулонная сталь шириной 1500 *мм*. Такая ширина отвечает разбивке направляющих подкладок для сварки рулонов на заводских стендах. Рулонная сталь поставляется шириной 200—2300 *мм* — горячекатаная по ГОСТ 8597—57, толщиной 1,2—10 *мм* при весе рулона до 10 *т*, холодногнутая по ГОСТ 8596—57, толщиной 0,2—4 *мм* при весе рулона до 15 *т*.

На газгольдеры действуют следующие нагрузки:

а) собственный вес конструкции, пригрузок и жидкости;

б) давление газа в подвижных звеньях газгольдеров и давление газа и воды в бассейне в соответствии с заданием;

в) снеговая нагрузка по СНиП II-А.11-62;

г) ветровая нагрузка по СНиП II-А.11-62;

д) сейсмические воздействия.

При определении нагрузок принимаются следующие коэффициенты:

Коэффициент перегрузки n

1. Собственный вес конструкций и пригрузки	1,1
2. Давление газа	1,2
3. Давление воды	1,1
4. Снеговая нагрузка	1,4
5. Ветровая нагрузка	1,2

Коэффициент условий работы m

6. Для листовых конструкций кожуха резервуара, телескопа, колокола	0,8
7. Для направляющих, стропил, сжатого пояса купола и др.	0,9

Коэффициент сочетания нагрузок $k_{соч}$

8. Основные сочетания:	
1-й вариант $n1+n2+n3+n4$	1
2-й вариант $n1+n2+n3+n4+n5$	1
9. Дополнительные: $n1+n2+n3+0{,}9\,(n4+n5)$	0,9
10. Особые: $n1+n2+n3+0{,}8\,(n4+n5)$ + сейсмика	0,8

§ 2. МОКРЫЕ ГАЗГОЛЬДЕРЫ

Мокрые газгольдеры состоят из следующих основных конструкций (рис. 6.1 и 6.2):

а) водяного бассейна (резервуара);

б) подвижного колокола без дна, но с герметически плотными крышей и стенками, располагаемого внутри бассейна (резервуара);

в) телескопа — подвижного цилиндра без дна и крыши, но с герметически плотными стенками, который имеет специальное зацепление в верхней части, называемое затвором; телескоп располагается между стенками колокола и бассейна (резервуара);

г) направляющих, служащих для вертикального перемещения колокола и телескопа, движущихся на специальных роликах; наружные направляющие устанавливаются снаружи газгольдера и прикрепляются к стенкам бассейна; между собой эти направляющие соединены площадками, количество которых должно быть не менее числа звеньев, распорками и раскосами, образующими пространственную решетчатую оболочку; внутренние направляющие прикрепляются с внутренней стороны к стенке бассейна (по ним движутся внутренние ролики телескопа или колокола) и к стенке телескопа (по ним движутся внутренние ролики колокола);

д) кольцевого фундамента.

Газгольдеры объемом до 6000 $м^3$ включительно делаются обычно однозвенными (т. е. без телескопа), а при большем объеме — двухзвенными. Схема и общий вид газгольдеров показаны: однозвенного (емкостью 10 000 $м^3$) — на рис. 6.1, двухзвенного (емкостью 32 000 $м^3$) — на рис. 6.2. Объемы, основные размеры и веса типовых газгольдеров (серии 7-07-01 до 7-07-10) приведены в табл. 6.1.

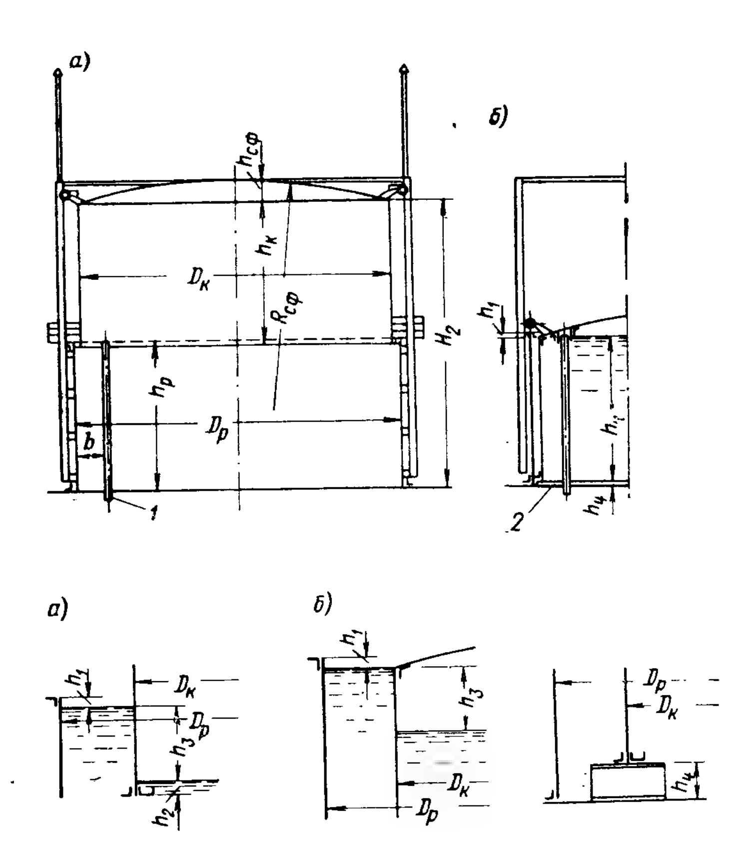


Рис. 6.1. Схема однозвенного газгольдера

а — при высшем положении колокола; *б* — при низшем положении колокола; *1* — газопровод; *2* — подставка

Таблица 6.1

Номинальная емкость в $м^3$	Фактическая емкость в $м^3$	Диаметр в мм: резервуара $D_р$	Диаметр в мм: 1-го телескопа $D_{т_1}$	Диаметр в мм: колокола $D_к$	Высота в мм: резервуара h	Высота в мм: 1-го телескопа $h_{т_1}$	Высота в мм: колокола $h_к$	Полная высота газгольдера H, мм	$D_к/H$	Количество направляющих: внешних	Количество направляющих: внутренних в резервуаре	Количество направляющих: внутренних в телескопе	Расход стали: в т	Расход стали: в $кг/м^3$ номинальной емкости
100	109	7 400	—	6 600	3 450	—	3 240	6 210	1,19	6	6	—	15,7	157
300	321	9 300	—	8 500	5 920	—	5 710	11 150	0,83	6	6	—	26,72	89
600	635	11 480	—	10 680	7 390	—	7 140	14 030	0,82	8	8	—	40,49	67,5
1 000	1 045	14 500	—	13 700	7 390	—	7 140	14 030	1,03	8	16	—	56,91	56,9
3 000	3 060	21 050	—	20 250	9 800	—	9 550	18 850	1,12	12	24	—	121,35	40,5
6 000	6 072	26 900	—	26 100	11 750	—	11 450	22 600	1,19	12	24	—	209,25	34,8
10 000	10 078	28 140	27 120	26 100	9 800	9 400	9 400	27 440	1,02	12	24	24	291,3	29,1
15 000	15 134	31 170	30 110	29 050	11 750	11 350	11 350	33 290	0,93	12	24	24	369,38	24,8
20 000	20 280	35 860	34 780	33 700	11 750	11 350	11 350	33 290	1,08	12	24	24	430,41	21,5
30 000	30 360	43 600	42 500	41 400	11 730	11 330	11 330	33 210	1,31	16	32	32	642,71	21,5

Газ, поступающий в газгольдер, своим давлением поднимает колокол, который зацепляет затвором обратный затвор телескопа и начинает подниматься вместе с ним. При этом затвор колокола захватывает с собой воду из бассейна, в результате чего образуется газонепроницаемая подушка, противостоящая давлению газа в газгольдере.

Правильное движение колокола и телескопа и ограничение их перекоса во время движения выполняются с помощью наружных (верхних)

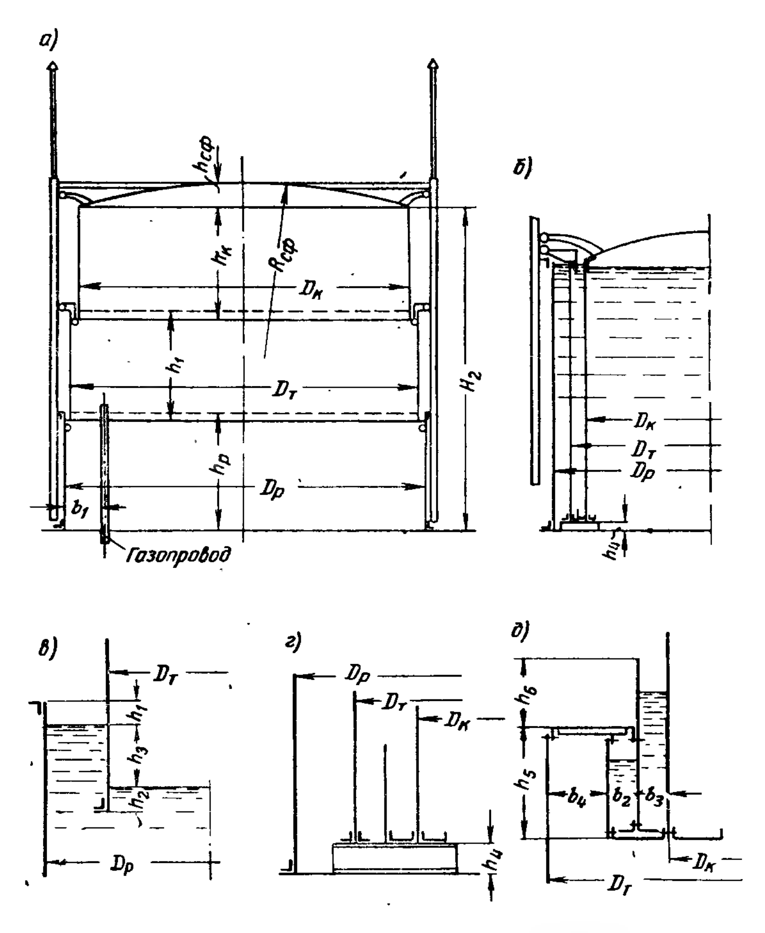


Рис. 6.2. Схема двухзвенного газгольдера

а — при высшем положении колокола и телескопа; *б* при низшем положении колокола и телескопа; *в* — при высшем положении телескопа; *г* — при низшем положении колокола и телескопа; *д* — при высшем положении колокола

роликов, катящихся по наружным направляющим, и внутренних (нижних) роликов, катящихся по внутренним направляющим. Внутренние ролики колокола в однозвенном газгольдере катятся по направляющим бассейна, в двухзвенном — по направляющим телескопа; внешние ролики в газгольдерах обоих видов катятся по направляющим бассейна.

При отсутствии внутреннего давления колокол и телескоп опираются на особые подставки, установленные на дне бассейна под нижними кольцами колокола и телескопа.

Максимальное давление газа внутри газгольдера возникает при наивысшем положении колокола и зависит от веса колокола и телеско-

пов, пригрузов, находящихся в затворах воды, объема и удельного веса газа, хранимого в газгольдере. Давление газа в *т/м²* определяется по формуле

$$p = \frac{4}{\pi D^2}\left[Q - V(\gamma_в - \gamma_г)\right], \qquad (6.1)$$

где D — диаметр колокола для однозвенных газгольдеров и диаметр нижнего телескопа для многозвенных газгольдеров в *м*;

$Q = \Sigma Q_i$ — полный вес колокола, телескопов, пригрузов, роликов, находящегося на колоколе или телескопах оборудования, воды в гидравлических затворах;

V — объем газа, находящегося внутри газгольдера, в $м^3$;

$\gamma_в$ — вес 1 $м^3$ воздуха в $т/м^3$;

$\gamma_г$ — вес 1 $м^3$ газа в $т/м^3$ (вес воздуха и газа принимается при одной и той же температуре).

Из данных табл. 6.1 следует, что собственный вес конструкции и воды в гидравлических затворах достаточен для преодоления давления от 140 до 190 *мм вод. ст.* для однозвенных и от 140 до 240 *мм вод. ст.* для двухзвенных газгольдеров. Дальнейшее увеличение давления до 400 *мм* может происходить лишь за счет укладки специального балласта (пригрузов).

Пригрузы укладываются на специальные кольцевые площадки, располагаемые на кровле у борта стенки колокола и у нижнего борта колокола (у гидрозатвора) с внутренней стороны. Для лучшей устойчивости колокола около $^2/_3$ пригрузов укладывается у нижнего борта. Вес отдельных пригрузов для удобства укладки принимается не более 65 *кг*. Во избежание больших потерь в весе при погружении в воду, а также с целью компактности пригрузы, располагаемые у нижнего борта, обычно делаются чугунными.

Основные характеристики газгольдера:

а) допускаемое давление [формула (6.1)];

б) полезная емкость резервуара $V_{пол}$ в кубических метрах, т. е. тот объем газа, который может быть получен из газгольдера при опускании колокола в бассейн; этот объем равен полному объему при наивысшем положении колокола и телескопа за вычетом объема, остающегося неиспользованным при опускании колокола и телескопа в бассейн на подкладки;

в) эксплуатационная емкость газгольдера $V_{экспл}$, т. е. объем газа, который может быть получен в сети при нормальных эксплуатационных условиях

$$V_{i_{экспл}} = V_{i_{пол}} - V_{ав}, \qquad (6.2)$$

где $V_{i_{пол}}$ — полезная емкость газгольдера при заданном (i-м) уровне подъема колокола в $м^3$;

$V_{ав}$ — аварийный запас газа при соответствующем положении колокола в $м^3$.

Расчет стенок бассейна производится аналогично расчету вертикальных цилиндрических резервуаров на гидростатическое давление от заполнения бассейна водой и избыточного давления внутри газгольдера. Кольцевые напряжения, а также толщина стенок определяются по формулам:

$$\sigma = \frac{(n_2 p + n_3 \gamma y)\, r}{\delta} \leq Rm_б; \qquad (6.3)$$

$$\delta = \frac{(n_2 p + n_3 \gamma y)\, r}{R \varphi m_б}, \qquad (6.4)$$

где p — давление в газгольдере в $кГ/см^2$;

$\gamma = 0{,}01$ $кГ/см^3$ — удельный вес воды при 4°;

r — радиус бассейна в *см*;
δ — толщина стенки бассейна в *см*;
R — расчетное сопротивление основного металла в *кГ/см²*;
φ — коэффициент ослабления сварным швом; при повышенных методах контроля сварных швов $\varphi=1$, при обычных $\varphi=0,85$;
σ — действительное напряжение в *кГ/см²*;
y — расстояние от зеркала воды до места наибольшего напряжения данного пояса в *см*;
n, m — коэффициенты перегрузки и условий работы (см. стр. 173).

При нахлесточном расположении горизонтальных швов, вследствие жесткости горизонтального стыка, состоящего из двух листов, место наибольшего напряжения принимают на 300 *мм* выше нижнего горизонта шва рассматриваемого пояса.

Напряжение в месте соединения стенки с днищем может быть определено из условия жесткой заделки.

Горизонтальные швы стенки бассейна, а также толщина днища, за исключением ее части, примыкающей к вертикальной стенке, не являются расчетными и назначаются по конструктивным соображениям в зависимости от харктера вредных воздействий на резервуар, а также способов антикоррозионной защиты.

Дополнительные усилия от внешних направляющих, жестко закрепляемых по конструктивным соображениям к стенкам бассейна, обычно не учитываются, так как внешние направляющие могут передать возникающие в них усилия и без учета защемления. Кроме того, если бассейн заполнен водой, жесткость стенок от воздействия горизонтальных сил значительно возрастает вследствие больших растягивающих сил. В стенках пустого резервуара будут возникать лишь напряжения от защемления стоек. Как показывает опыт газгольдеростроения, такое конструктивное решение вполне надежно.

Расчет стенок телескопа на внутреннее давление производится аналогично расчету круговой цилиндрической оболочки по формуле

$$\delta = \frac{n_2 pr}{R\varphi m}. \qquad (6.5)$$

Вследствие малого давления газов обычно толщина стенки телескопа составляет 2,5—3 *мм*.

Ветровая нагрузка, действующая на оболочку телескопа, передается на верхнее и нижнее кольца в виде касательных усилий, распределяющихся по синусоидальному закону

$$T_\varphi = T_0 \sin\varphi; \qquad (6.6)$$

$$T_0 = \frac{Q}{2\pi r}, \qquad (6.7)$$

где Q — ветровая нагрузка на весь телескоп.

Опорной реакцией, воспринимающей эту нагрузку, служит отпор роликов, действующий по радиусу круга. Приближенно можно принять закон изменения давления роликов в виде следующего уравнения:

$$p_\varphi = p_0 \cos\frac{\pi\varphi}{2\varphi_0}; \qquad (6.8)$$

$$p_0 = \frac{P_0}{a} = \frac{\pi Q\left(1 - \frac{4\varphi_0^2}{\pi^2}\right)}{8r\,\varphi_0\cos\varphi_0}, \qquad (6.9)$$

a — расстояние между роликами;
φ_0 — половинный угол прижатия роликов к направляющим (рис. 6.3).

Значение угла φ_0 зависит от величины зазоров между роликами и направляющими, а также от соотношения между жесткостями соответствующего кольца телескопа и направляющих, по которым перемещаются ролики. Характер силовых воздействий таков, что внешнее кольцо вытягивается в направлении действия силы и сжимается в перпендикулярном направлении, а внутреннее кольцо вытягивается в направлении, перпендикулярном действию силы, и сжимается в направлении действия силы.

Более точное решение задачи будет в случае, когда зависимость (6.8) обеспечивается равенством деформаций внешнего и внутреннего колец.

Цилиндрическая оболочка колокола и опорное кольцо у места прикрепления роликов рассчитываются аналогично указанному выше для телескопа.

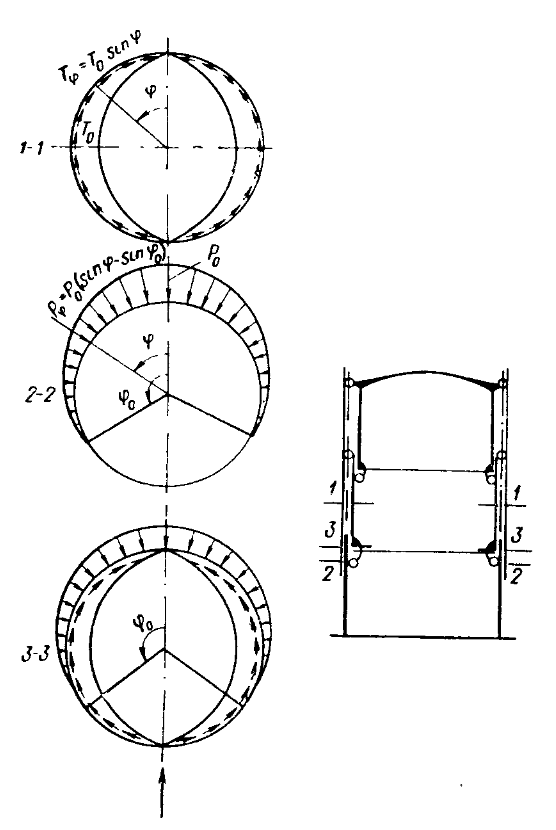


Рис. 6.3. Схема передачи усилия от колокола к телескопу и от телескопа к бассейну

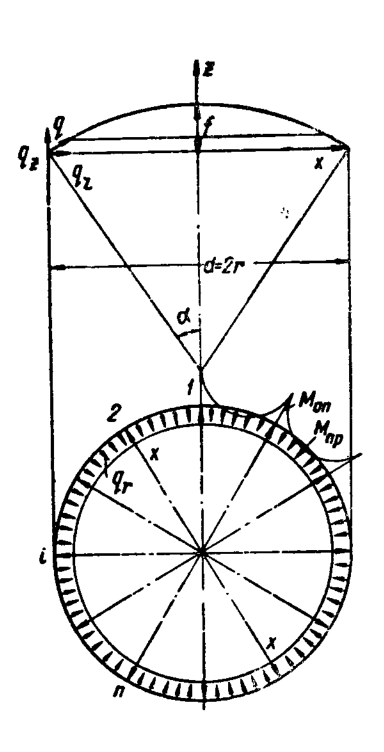


Рис. 6.4. Расчетная схема оболочки колокола и краевого кольца

Оболочка купола рассчитывается на внутреннее давление. Радиус сферы

$$r_{сф} = \frac{r^2 - f^2}{2f}, \tag{6.10}$$

где r — радиус цилиндрической части колокола;
f — стрелка подъема купола.

Напряжение в оболочке сферы определится по формуле

$$\sigma = \frac{pr_{сф}}{2\delta} \leqslant [\sigma]_0, \quad (6.11)$$

где p — внутреннее давление в газгольдере в $кГ/см^2$.

Формулу (6.11) точнее можно написать в виде

$$\sigma = \frac{(p-g)\, r_{сф}}{2\delta} \leqslant [\sigma]_0,$$

где g — вес одной квадратной единицы кровли; в связи с малым значением собственного веса кровли по сравнению с внутренним давлением им обычно пренебрегают $\left(\frac{g}{p} = \frac{0{,}024}{0{,}4} = 0{,}06\right)$.

Наружное кольцо, расположенное в месте сопряжения кровли с цилиндром, рассчитывают в двух предположениях.

1. Кольцо сжимается вследствие передачи на него усилий от кровли при внутреннем давлении газа.

Под нагрузкой p подразумевается равнодействующая внутреннего давления газа и собственного веса оболочки.

На наружное кольцо действуют следующие усилия:

$$q = \frac{pr_{сф}}{2}; \quad (6.12)$$

$$q_r = \frac{pr_{сф} \cos\alpha}{2}; \quad (6.13)$$

$$q_z = \frac{pr_{сф} \sin\alpha}{2}. \quad (6.14)$$

Обозначения приведены на рис. 6.4.

При отсутствии радиальных балок усилие в кольце и напряжения в нем определяются по формулам:

$$N_к = -q_r r = -\frac{pr_{сф}\, r \cos\alpha}{2}; \quad (6.15)$$

$$\sigma_к = \frac{N_к}{F} = -\frac{pr_{сф}\, r \cos\alpha}{2F}. \quad (6.16)$$

При учете работы радиальных балок напряжения найдутся после определения совместной деформации кольца и радиальных балок:

$$\Delta_{rк} = \frac{\sigma_к r}{E} \approx \frac{r}{2EF}\left(pr_{сф} \cos\alpha - \frac{Xn}{\pi}\right) = X\Lambda_{1x\, арки},$$

откуда после преобразования имеем:

$$X = \frac{pr_{сф}\, r \cos\alpha}{\frac{nr}{\pi} + 2EF\Delta_{1x\, арки}}. \quad (6.17)$$

Изгибающий момент в кольце на опорах и в середине пролета соответственно определяется по формулам:

$$M_{оп} = -Xr\left\{\frac{n}{\pi} - \frac{1}{2}\sum_{1}^{n} \sin\frac{2\pi}{n}(i-1)\right\}; \quad (6.18)$$

$$M_{пр} = -Xr\left\{\frac{n}{\pi} - \frac{1}{2}\sum_{1}^{n} \sin\frac{2\pi}{n}\left(i - \frac{1}{2}\right)\right\}, \quad (6.19)$$

где n — количество арок, пролет которых равен диаметру купола.

Таблица 6.2

n	1	2	3	4	6	8	12	16
$\frac{M_{оп}}{Xr}$	—0,318	—0,137	—0,089	—0,066	—0,044	—0,032	—0,022	—0,016
$\frac{M_{пр}}{Xr}$	0,182	0,07	0,045	0,034	0,023	0,016	0,011	0,008

Значения моментов на опорах и в пролетах при различном количестве арок приведены в табл. 6.2 и на рис. 6.5. Знак минус указывает на растяжение наружных волокон кольца, знак плюс — на растяжение внутренних волокон кольца.

Сжимающее усилие в кольце с учетом работы радиальных балок

$$N_к = -q_r r + \frac{Xn}{2\pi}, \tag{6.20}$$

а напряжение

$$\sigma_к = \frac{N_к}{F} \pm \frac{M}{W}. \tag{6.21}$$

При определении напряжений в кольце следует иметь в виду, что вследствие возникновения изгибающего момента напряжения от нормальной силы и момента суммируются на опоре для внутренних граней и в пролете для наружных граней. Первое наиболее опасно, так как момент сопротив-

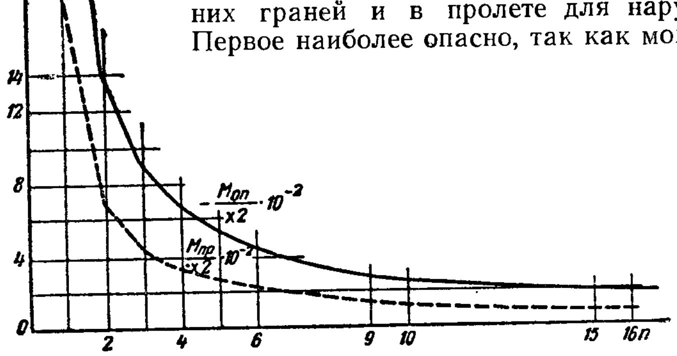


Рис. 6.5. Значение изгибающего момента в кольце в зависимости от числа сил

ления в этом случае будет меньше, чем во втором. Кроме того, сама величина опорного момента примерно в 2 раза больше, чем в пролете.

2. Кольцо растягивается при отсутствии внутреннего давления в газгольдере и воздействии только сил от собственного веса, кровли и снега. В этом случае колокол опущен и находится на подкладках. На кольцо действует лишь распор от арок, растягивающий кольцо:

$$N_к = \frac{X_n}{2\pi}. \tag{6.22}$$

Значения $M_{оп}$ и $M_{пр}$ берутся по формулам (6.18) и (6.19), а напряжение в кольце — по формуле (6.21) после подставки значения $N_к$ из (6.22).

Нагрузкой на арку служит собственный вес перекрытия и снега.

Расчет пространственного купола (рис. 6.6) обычно производится в предположении шарнирных узлов. Этот расчет условный, так как неразрезность арок в узлах соединения их с распорками и раскосами

искажает характер усилий при действительной работе купола по сравнению с шарнирной схемой. Вследствие этого в последнее время для некоторых перекрытий газгольдеров принималась схема неразрезных арок с уменьшенным количеством связей Схема такого перекрытия изображена на рис. 6.7.

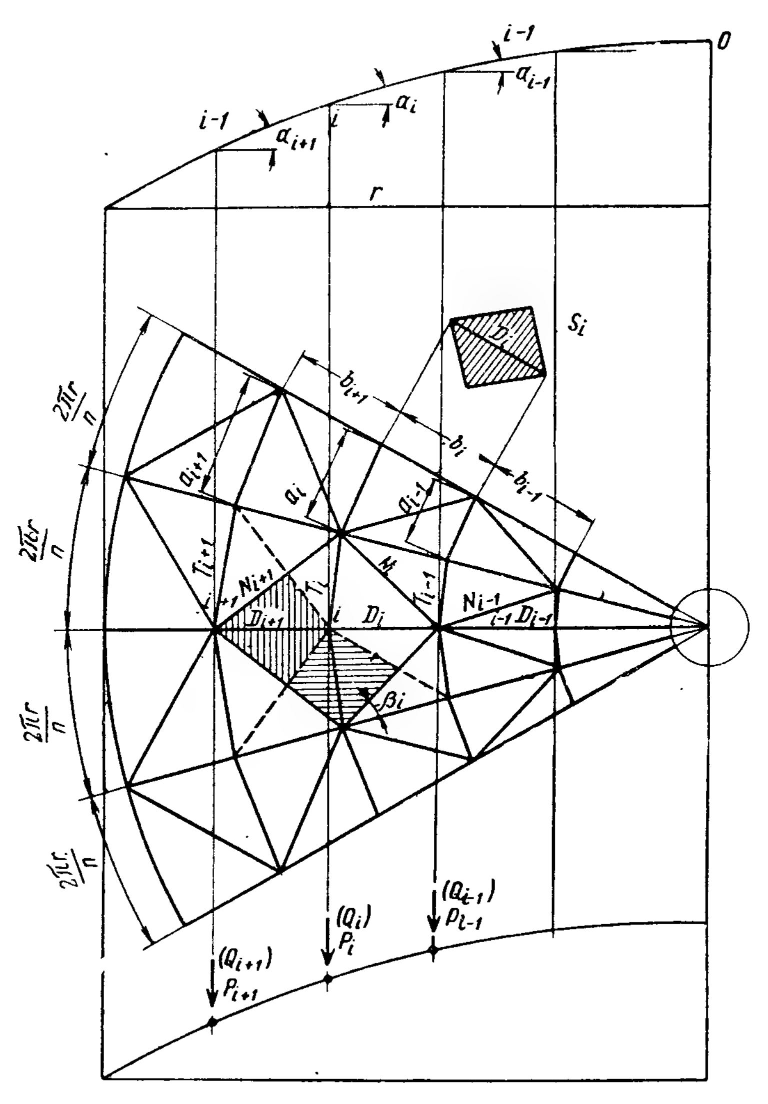


Рис. 6.6. Расчетиая схема кровли

Расчет по схеме с шарнирами в узлах производится в следующем порядке. Ноги стропил D рассчитывают на равномерное загружение силами собственного веса и снегом максимальной интенсивности.

Если обозначить через P_i узловые нагрузки от собственного веса, $Q_i = P_i + g_i$ — узловые нагрузки от собственного веса и снега максимальной интенсивности, то наибольшее сжимающее усилие в ногах стропил найдется по формуле

$$D = \frac{\sum\limits_{1}^{i} Q}{\sin \alpha_i}. \tag{6.23}$$

В формуле (6.23) и далее предполагается, что суммирование сил производится в пределах рассматриваемой стропильной ноги. Кроме сжатия в стропильной ноге возникает момент от местного изгиба нагрузкой (см. рис. 6.6), величина которой определяется по формуле

$$S_{iD} = \frac{a_i + a_{i-1}}{2} \cdot \frac{b_i}{2} q = \frac{b_i q}{4} (a_i + a_{i-1}), \qquad (6.24)$$

где q — нагрузка от собственного веса и снега на 1 $м^2$ кровли.

Изгибающий момент, как для свободно опертой балки с треугольной нагрузкой, равен:

$$M_{D_i} = \frac{S_{iD} b_i}{6}. \qquad (6.25)$$

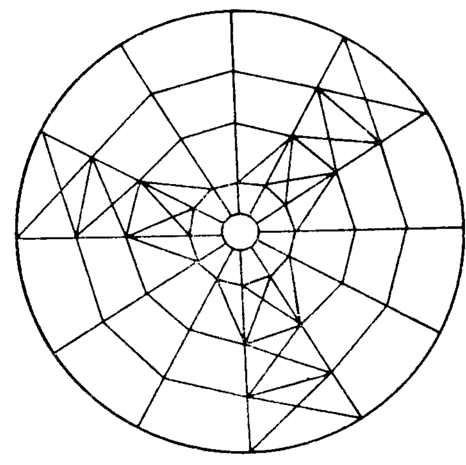


Рис. 6.7. Схема связей при арочном решении кровли

Напряжение в стропильной ноге

$$\sigma_{D_i} = \frac{D_i}{F\varphi} + \frac{M_{D_i}}{W}. \qquad (6.26)$$

Горизонтальные кольца рассчитываются в двух предположениях: первое — когда снеговой нагрузкой загружена внутренняя часть рассматриваемого кольца (см. рис. 6.6), и второе — когда снеговая нагрузка находится снаружи рассматриваемого кольца.

В первом случае в кольце возникает максимальное растяжение, причем напряжение равно:

$$T_{i\,макс} = \frac{\operatorname{ctg}\alpha_i \sum_{i}^{i-1} Q - \operatorname{ctg}\alpha_{i+1}\left(\sum_{1}^{i-1} Q + P_i\right)}{2\sin\frac{\pi}{n}}, \qquad (6.27)$$

во втором случае в кольце возникает максимальное сжатие и напряжение определится по формуле

$$T_{i\,мин} = \frac{\operatorname{ctg}\alpha_i \sum_{1}^{i-1} P - \operatorname{ctg}\alpha_{i+1}\left(\sum_{1}^{i-1} P + Q_i\right)}{2\sin\frac{\pi}{n}}. \qquad (6.28)$$

Кроме воздействия нормальных сил, элементы кольца, как и стропильные ноги, подвергаются воздействию местного изгиба, моменты при котором определяются по формуле (6.29)

$$M_{T_i} = \frac{S_{T_i} a_i}{6}, \qquad (6.29)$$

где

$$S_{T_i} = \frac{a_i q}{4} (b_i + b_{i-1}). \qquad (6.30)$$

Напряжение в элементах колец

$$\sigma_{T_{i\,макс}} = \frac{T_{i\,макс}}{F\varphi} + \frac{M_{T_i}}{W}. \qquad (6.31)$$

Если ослабление сечения кольца больше, чем значение φ, то необходимо принимать $F_{бр}$ и $W_{бр}$ с учетом ослабления.

Диагонали N* при равномерной нагрузке не включаются в работу. В случае разного загружения двух смежных панелей купола в диагоналях возникают растягивающие усилия, равные:

$$N_i = \frac{\sum\limits_1^i Q - \sum\limits_1^i P}{2 \sin \alpha_i \cos \beta_i}. \qquad (6.32)$$

Вертикальные стойки купола рассчитываются от изгиба при ветре (колокол поднят) и от сжатия силами собственного веса и снега при опущенном колоколе. Свободная длина стойки принимается равной геометрической длине за вычетом высоты верхнего и нижнего колец жесткости.

При расчете на изгиб от ветра учитывается разность ветрового напора и внутреннего давления газа

$$Q = (W - p) \frac{\pi d^2}{n} l, \qquad (6.33)$$

где W — ветровая нагрузка; p — внутреннее давление газа; l — расчетная длина стойки;

$$\sigma_и = \frac{Q_i}{8 W_{бр}}. \qquad (6.34)$$

Напряжение в стойках при опущенном колоколе найдется по формуле

$$\sigma_{ст} = \frac{N}{F\varphi}, \qquad (6.35)$$

где

$$N = \frac{\pi d^2}{4n} q. \qquad (6.36)$$

Во внешних направляющих наибольшие нормальные усилия возникают при ветровой нагрузке и одностороннем давлении снега при высшем положении колокола. Наибольший изгибающий момент в стойках направляющих при положении роликов в пролете.

Эксцентрицитет центра приложения односторонней снеговой нагрузки по отношению к оси газгольдера составляет $e = 0{,}212\ d$, а центр приложения ветровой нагрузки, действующей на крышу при $\alpha = 15°$, определяется значением $K \approx f/_3$.

Ветровую нагрузку на крышу колокола при ветре, направленном под углом β к горизонту, можно определить по приближенной формуле

$$W_к = \frac{\pi d^2}{4} \sin \beta C_x p. \qquad (6.37)$$

При $\beta \approx 10°$ и $C_x = 0{,}7$

$$W_к = 0{,}1 d^2 p. \qquad (6.38)$$

Обозначения и схема приложения сил к колоколу и телескопу приведены на рис. 6.8.

Ветровая нагрузка на стенку колокола и телескопа определится по формулам:

$$W_1 = C_x p d'_к (H_1 - T_1); \qquad (6.39)$$

$$W_2 = C_x p d_к (H_2 - T_2), \qquad (6.40)$$

где C_x — коэффициент обтекания; p — скоростной напор.

* Схема расположения диагоналей такова, что при выключении из работы сжатых диагоналей всегда найдутся диагонали, могущие воспринять возникающие усилия путем растяжения.

При двух телескопах нагрузка на второй из них определяется так же, как и на первый.

Наибольшее усилие в верхних роликах купола возникает при односторонней нагрузке снегом и давлении ветра

$$\Sigma P_1 = \frac{1}{l_1}(W_к h_i + W_1 a_1 + q_2 l), \tag{6.41}$$

а в нижних роликах — от действия ветра, так как усилие в роликах от давления снега обратно направлению усилиям от ветра:

$$\Sigma P_2 = \frac{1}{l_2}[W_к C_1 + W_1(h_1 - a_1)]. \tag{6.42}$$

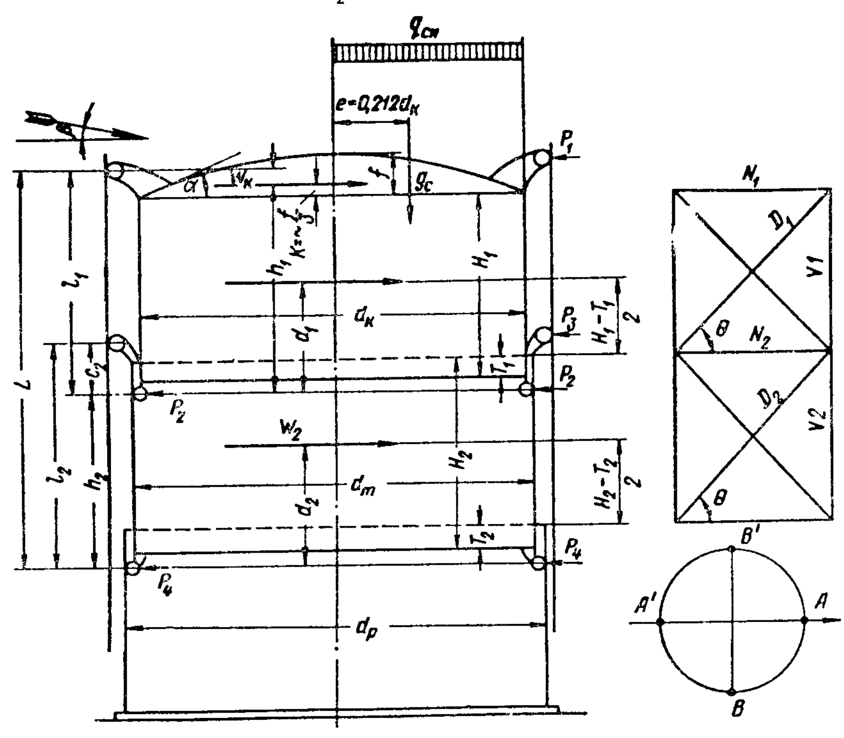


Рис. 6.8. Схема приложения внешних сил к колоколу и телескопу

Наибольшее усилие в верхних роликах телескопа возникает от ветрового давления, действующего на телескоп, а также от усилий, передающихся от нижних роликов купола,

$$\Sigma P_3 = \frac{1}{l_2}(W_2 a_2 + \Sigma P_2 h_2), \tag{6.43}$$

а в нижних роликах телескопа — от ветровой нагрузки, действующей непосредственно на телескоп, и небольшой доли давления от внутренних роликов колокола

$$\Sigma P_4 = \frac{1}{l_2}[W_2(h_2 - a_2) + \Sigma P_2 C_2]. \tag{6.44}$$

Внешняя нагрузка на радиально расположенные ролики воспринимается по схеме, указанной на рис. 6.3. Если принять $\varphi_0 = \pi/2$, то максимальное давление в ролике

$$P_{макс} = \frac{4Q_1}{n} = \frac{4\Sigma P\cos\varphi}{n}, \tag{6.45}$$

где n — количество роликов;

$Q_1 = \Sigma P \cos\varphi$ — суммарная нагрузка от всех роликов в одной плоскости; $Q_1 = Q/2$ по формулам (6.7) и (6.9).

Расчет площадок может вестись по схеме, указанной на рис. 6.6, на усилия, возникающие от активного действия давления роликов, и на реактивные силы от решетчатой оболочки.

Наибольшие поперечные силы и напряжения в раскосах будут возникать в средних панелях; они определяются по формулам:

$$D_{\text{макс}} = \frac{2\Sigma P}{n \cos\theta}; \quad (6.46)$$

$$D_{1\text{макс}} = \frac{2\Sigma P_1}{n \cos\theta}; \quad (6.47)$$

$$D_{2\,\text{макс}} = \frac{2(\Sigma P_1 + \Sigma P_2)}{n \cos\theta}. \quad (6.48)$$

Максимальные сжимающие усилия в стойках:

$$V_{\text{макс}} = D_{\text{макс}} \sin\theta; \quad (6.49)$$

$$V_{1\text{макс}} = D_{1\text{макс}} \sin\theta; \quad (6.50)$$

$$V_{2\text{макс}} = D_{2\text{макс}} \sin\theta. \quad (6.51)$$

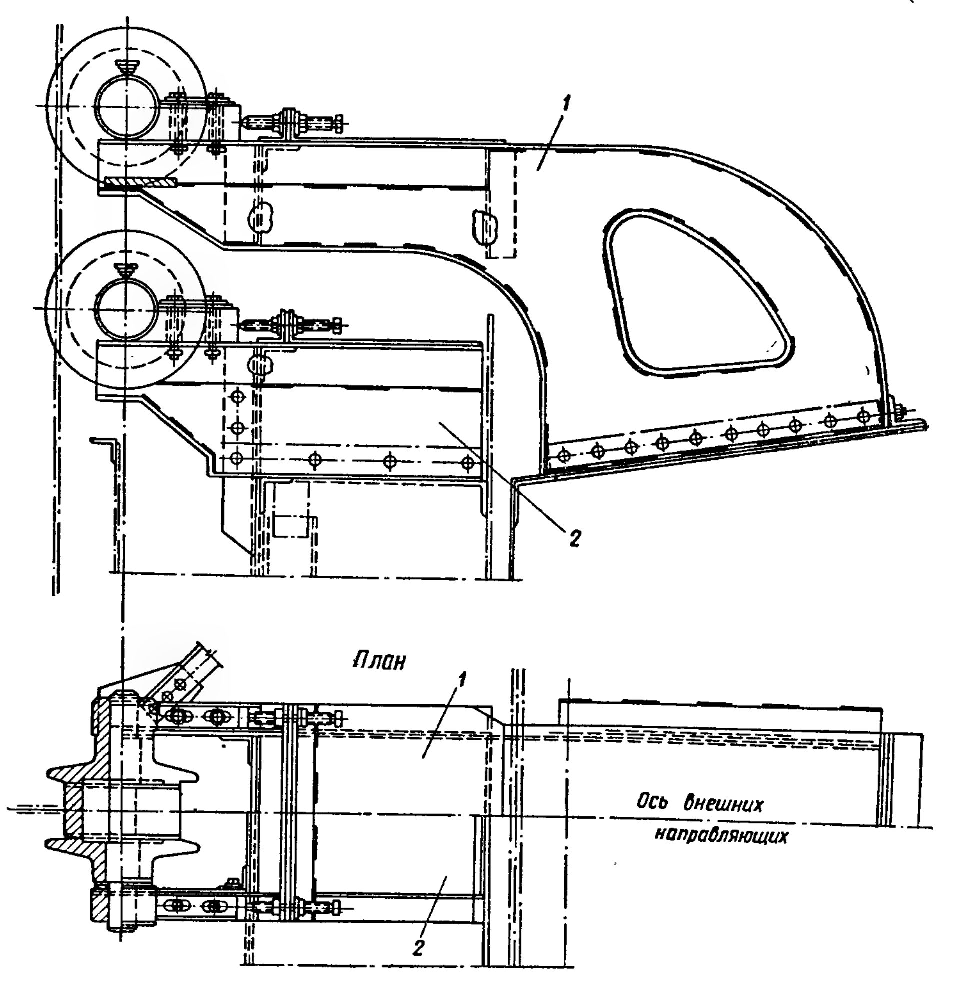


Рис. 6.9. Узлы присоединения внешних роликов мокрого газгольдера

1 — верхний ролик колокола; 2 — верхний ролик телескопа

Вертикальные стойки кроме осевого усилия воспринимают момент от местного изгиба в случаях, когда ролики расположены в пролете (между узлами). Наибольшие изгибающие напряжения в стойке возникают в точке A (см. рис. 6.8), а наибольшие нормальные напряжения — в точках B и B'. Таким образом, напряжения от изгиба и от осевого сжатия не суммируются.

Кажущееся несоответствие в расположении на стойках точек, в которых возникают наибольшие нормальные усилия, объясняется тем, что изгибающий момент в связи с малой высотой газгольдера очень мал по сравнению с поперечными силами, и стойки воспринимают главным образом поперечные силы.

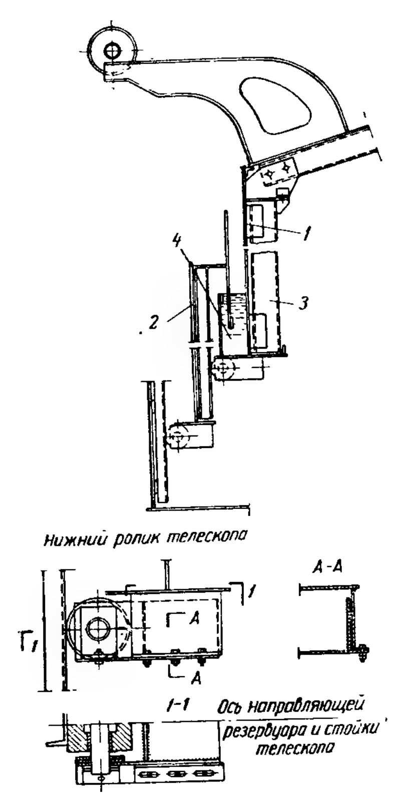


Рис. 6.10. Узел присоединения внутренних роликов и гидравлический затвор мокрого газгольдера

1 — стенка колокола; 2 — стенка телескопа; 3 — стальная труба; 4 — гидравлический затвор

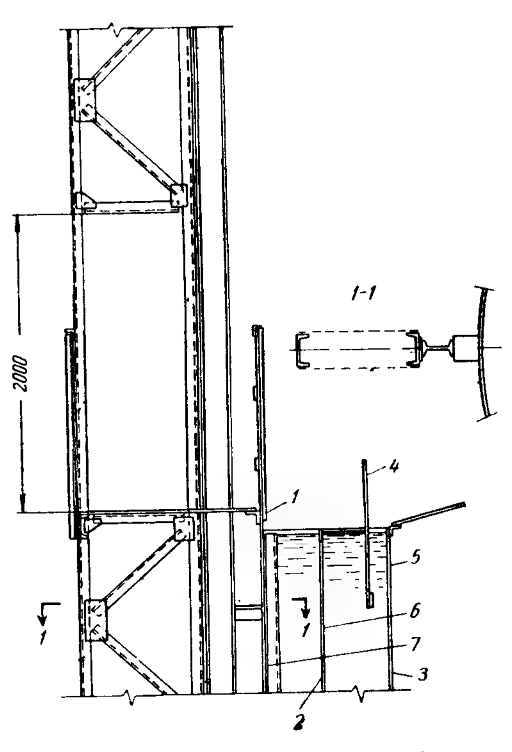


Рис. 6.11. Узел сопряжения внешней направляющей с площадкой мокрого газгольдера

1 — стенка бассейна; 2 — стенка телескопа; 3 — стенка колокола; 4 — лист чаши затвора; 5 — диаметр колокола; 6 — диаметр телескопа; 7 — диаметр бассейна

Внутренние направляющие телескопа рассчитываются на изгиб от давления роликов при ветре или при одностороннем загружении снегом. Одновременное действие односторонней снеговой и ветровой нагрузок не учитывается, так как в этом случае усилия имеют противоположное направление.

Внутренние направляющие резервуара не рассчитываются, и сечение их назначается исходя из конструктивных соображений.

Соединение листов днища мокрых газгольдеров производится аналогично принимаемому для вертикальных резервуаров.

Конструкция внешних роликов и узлы их присоединения к колоколу и телескопу показаны на рис. 6.9. Вертикальные болты и упорные

винты позволяют перемещать ролики при регулировке, а также надежно их закреплять в требуемом положении. Конструкции внутренних роликов и гидравлического затвора показаны на рис. 6.10.

Узел сопряжения внешних направляющих с горизонтальной площадкой резервуара, а также конструкция внутренних направляющих резервуара приведены на рис. 6.11. Внешние направляющие изготовляются сплошностенчатыми в газгольдерах емкостью до 10 000 *м*³ и решетчатыми при бо́льших емкостях.

Для удобства монтажа стык внешних направляющих выполняют несколько выше горизонтальных колец. В местах пересечения стоек направляющих и горизонтальных площадок должны быть сделаны проемы, необходимые для сквозного обхода газогольдера по всему кольцу.

Верхний и нижний пояса телескопа и колокола делают из листовой стали толщиной 5—10 *мм,* а все прочие — из листовой стали толщиной 2,5—3 *мм* в зависимости от емкости газгольдера.

Расположение поясов у стоек колокола и телескопа делается телескопическим, причем верхний и нижний пояса должны иметь один и тот же диаметр. Вследствие этого все промежуточные пояса имеют коническую форму (верхний радиус пояса больше нижнего на толщину оболочки).

Крыша принимается сферического очертания со стрелой подъема, равной примерно $^1/_{15}$ диаметра колокола, что соответствует радиусу сферических стропил 1,7—1,9 диаметра колокола. Арки стропил должны устанавливаться со строительным подъемом, равным около $^1/_{1000}$ диаметра колокола. Настил кровли, выполненный из стальных листов толщиной 2,5—4 *мм,* должен лежать на стропилах свободно; он приваривается к наружному кольцу купола, составленному из листов толщиной от 5 до 12 *мм* в зависимости от емкости газгольдера.

Если разница толщин кольца купола и кровли превышает 5 *мм*, устанавливают дополнительный (переходный) пояс, толщина которого принимается средней между ними.

У края крыши колокола устраивается площадка для укладки пригрузов, огороженная поручнями.

Для сообщения с площадками газгольдер оборудуется специальной маршевой лестницей.

В зарубежной практике нашли широкое распространение мокрые газгольдеры с винтовыми направляющими [17, 130]. В СССР они не применяются, хотя целесообразны для южных широт.

§ 3. СУХИЕ ГАЗГОЛЬДЕРЫ

Стальные цилиндрические поршневые газгольдеры постоянного давления (сухие газгольдеры) (рис. 6.12 и 6.13) состоят из неподвижного корпуса с днищем и крышей; подвижной части — поршня, находящегося внутри корпуса..

При наполнении газгольдера давление достигает определенной величины и газ начинает поднимать поршень. Вес поршня и силы трения в затворе должны соответствовать расчетному давлению газа. При расходовании газа поршень опускается, выдавливая своим весом газ из газгольдера.

Газгольдер снабжен специальным затвором, закрывающим зазор между поршнем и стенкой корпуса. Затворы могут применяться жидкостные — с жидкостной смазкой и сухие — с консистентной смазкой.

Герметичность затвора с жидкой смазкой создается вследствие образования столба газгольдерного масла, находящегося между упругим

матерчатым кольцом с фартуком и неподвижной металлической стенкой. Кольцо прижимается к стенке с помощью специальных рычагов и грузов. Просачиваясь сквозь имеющиеся неплотности, смазка стекает в донный желоб, откуда перекачивается для наполнения затвора.

Плотность затвора с консистентной смазкой достигается путем устройства по окружности поршня уплотняющего упругого кольца, прижимаемого к стенке корпуса газгольдера посредством специального

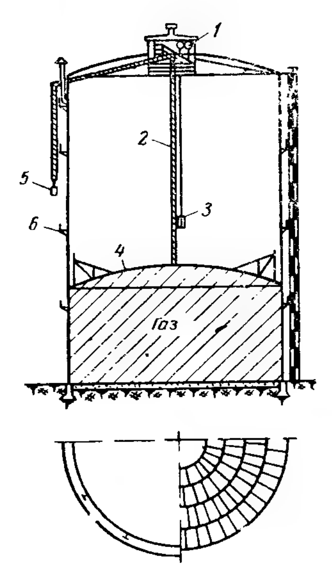


Рис. 6.13. Общий вид сухого газгольдера емкостью 30 000 $м^3$

1 — фонарь; *2* — цепная лестница; *3* — подъемная лестница; *4* — шайба газгольдера; *5* — противовес цепной лестницы; *6* — площадка

Рис. 6.12. Схема сухого газгольдера емкостью 100 000 $м^3$

а — вертикальный разрез; *б* — план; *1* — площадка фонаря; *2* — цепная лестница; *3* — подъемная лестница; *4* — стропила поршня; *5* — настил поршня; *6* — подъемник; *7* — стропила крыши; *8* — направляющие цепной лестницы; *9* — настил крыши; *10* — днище; *11* — фундамент

устройства с рычагами и грузами (рис. 6.14 и 6.15). Для герметизации и уменьшения износа при трении применяется густая смазка, не изменяющая своих свойств при изменении температуры и под действием газа.

Наиболее ответственная часть сухого газгольдера — затвор, надежная работа которого обеспечивает безопасность обслуживающего персонала. Надежность работы затвора зависит от климатических условий; в районах с резко изменяющейся температурой затворы обычно работа-

ют менее устойчиво. Этим в известной мере и объясняется слабое распространение сухих газгольдеров в СССР. В случае удачной разработки конструкции простого и надежно работающего затвора сухие газгольдеры могут найти широкое применение.

Для осмотра сухого газгольдера во время эксплуатации, а также для создания поперечной жесткости устраивается несколько кольцевых площадок.

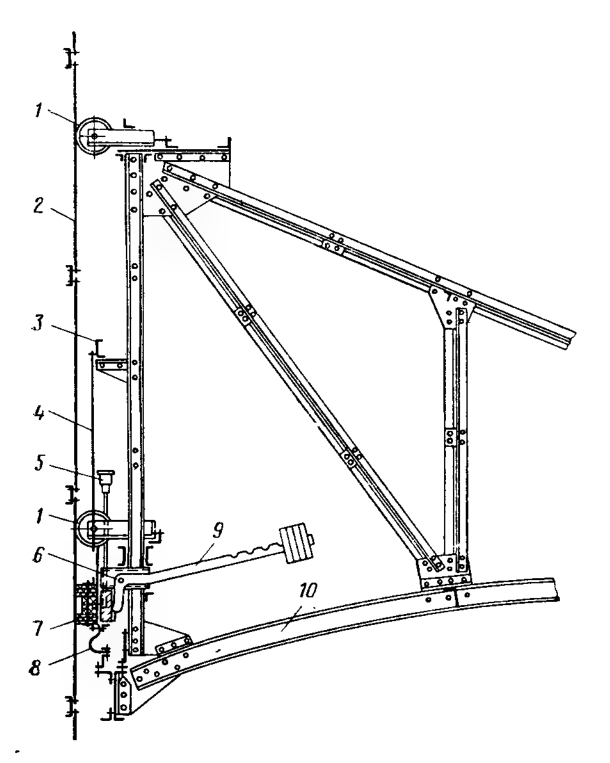


Рис. 6.14. Общий вид затвора сухого газгольдера с консистентной смазкой

1 — ролик; 2 — стенка газгольдера; 3 — несущее кольцо затвора; 4 — подвеска; 5 — масленка; 6 — консоль рычага; 7 — уплотнение; 8 — эластичное соединение; 9 — прижимной механизм; 10 — купол поршня

Толщина стенок корпуса обычно делается постоянной, равной 5 *мм*; толщина настила кровли принимается 3 *мм*.

Основные характеристики сухих газгольдеров (по проектам, разработанным в СССР) приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Характеристика	Марка газгольдера ГС				
	10 000	20 000	30 000	50 000	100 000
Высота корпуса газгольдера *H*, *мм*	31 185	35 640	47 090	60 885	71 500
Диаметр газгольдера *D*, *м*	22 842	28 552	30 420	34 260	44 800
Ход поршня в *мм*	25 200	28 516	39 668	52 969	62 000
Давление газа в *мм вод. ст.*:					
без догрузки поршня	233	208	187	168	159
с догрузкой поршня	400	400	400	400	400
Диаметр газоввода в *мм*	600	800	900	1 120	1 120
Общий вес газгольдера в *т* . . .	314	421	528	738	1 122

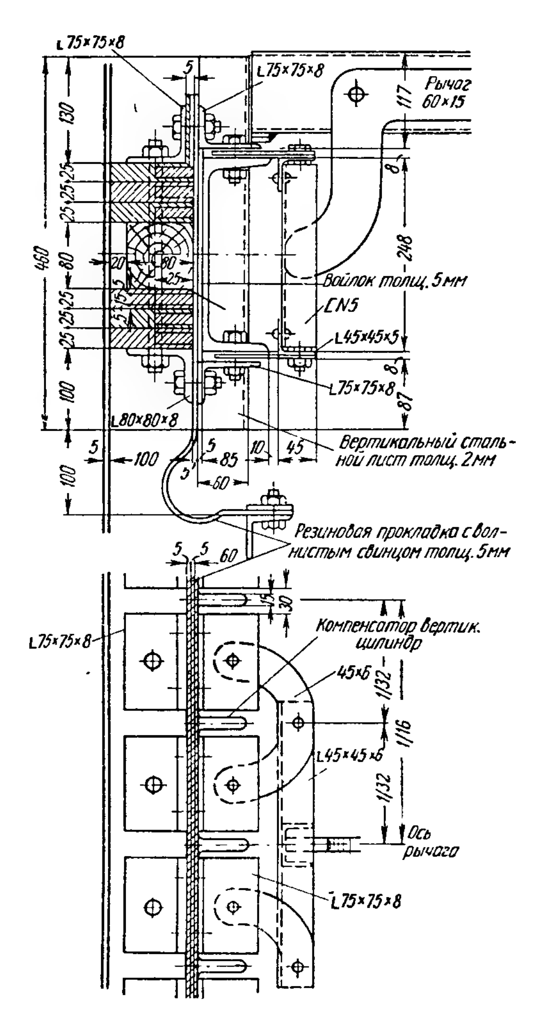


Рис. 6.15. Деталь уплотнения затвора сухого газгольдера с консистентной смазкой

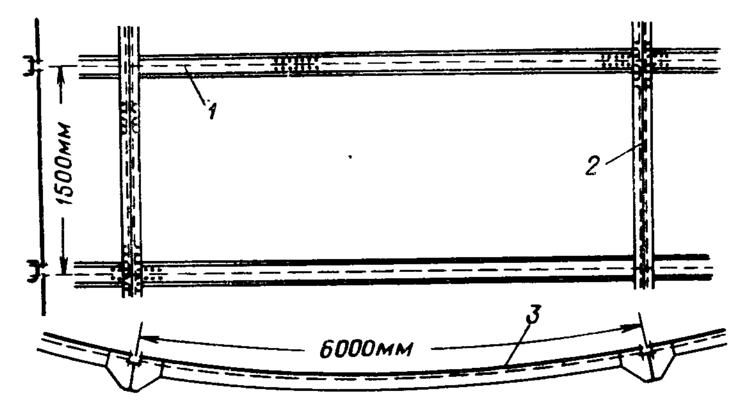


Рис. 6.16. Конструкция стенок сухого газгольдера в клепаном варианте

1 — горизонтальные кольца из швеллеров; *2* — вертикальная стойка из двутавров; *3* — листы толщиной 5 *мм*

На рис. 6.16 приведена конструкция стенок газгольдера в клепаном варианте. Горизонтальные швы перекрываются швеллерами, вертикальные — двутаврами. Соединение на заклепках с потайными головками внутрь резервуара, а в последних отечественных проектах с помощью сварки.

В зарубежной практике применяются конструкции стенок из штампованных листов. При этом газгольдер в плане имеет форму правильного многоугольника.

Для осмотра и ремонта сухого газгольдера при эксплуатации предусматриваются две лестницы: наружная — маршевого типа и внутренняя — для сообщения поршня с крышей газгольдера. Последняя делается цепной, так что по мере движения поршня изменяет свою длину, для чего служит контргруз, подвешенный снаружи корпуса. В некоторых случаях при больших емкостях устраиваются наружный и внутренний подъемники (или один из них).

Расход металла на 1 *м*^{3} газа в мокрых и сухих газгольдерах приведен в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Марка газгольдера		Расход металла в *кг* на 1 *м*^{3} газа	
мокрого ГМ	сухого ГС	мокрого газгольдера	сухого газгольдера
100	—	157	—
300	—	89	—
600	—	67,5	—
1 000	—	56,9	—
3 000	—	40,5	—
6 000	—	34,8	—
10 000	10 000	29,1	31,4
15 000	—	24,8	—
—	20 000	—	21
20 000	—	21,5	—
—	30 000	—	17,6
30 000	—	21,5	—

Глава 7
БУНКЕРА И СИЛОСЫ

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Бункерами и силосами называются сосуды для хранения сыпучих материалов (рис. 7.1). В плане бункера и силосы бывают круглыми, квадратными или прямоугольными.

К бункерам относятся емкости, наименьший размер которых в плане превосходит высоту h_1; при этом плоскость обрушения, проведенная

через пересечение вертикальной стенки и воронки, пересекается с поверхностью сыпучего материала при предельном наполнении внутри сосуда (рис. 7.1, *а*).

Силосы — это относительно высокие и узкие сосуды, у которых высота h_1 превосходит в 1,5 раза и более наименьший размер в плане. Плоскость обрушения, проведенная через пересечение вертикальной стенки и воронки силоса, пересекается с предельным верхним горизон-

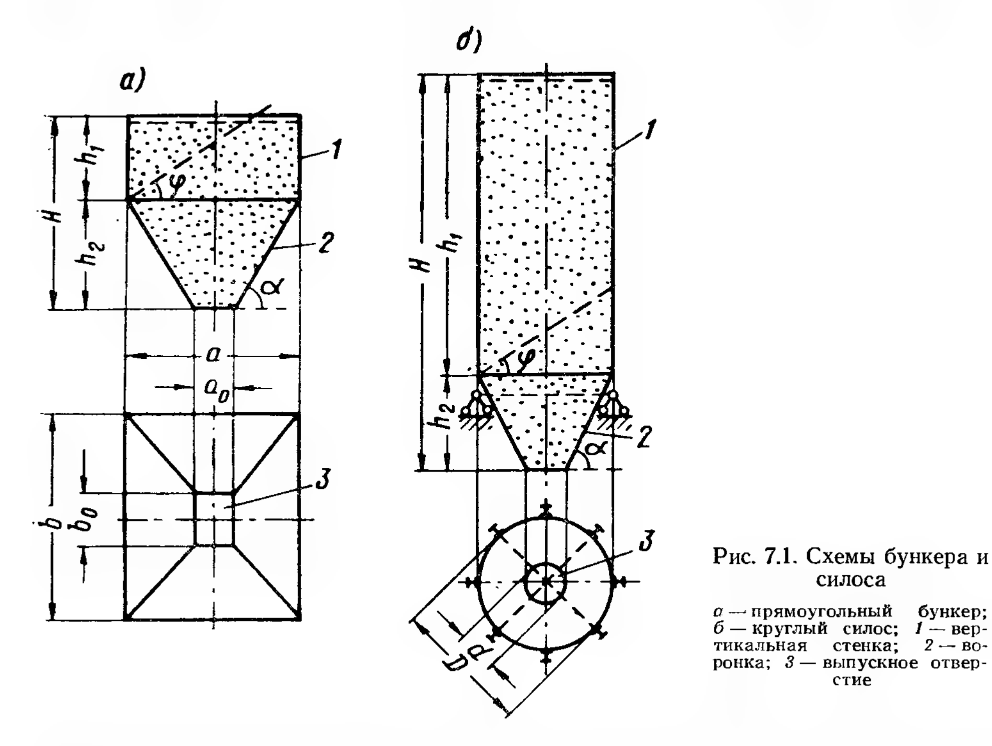


Рис. 7.1. Схемы бункера и силоса

а — прямоугольный бункер; *б* — круглый силос; *1* — вертикальная стенка; *2* — воронка; *3* — выпускное отверстие

том засыпки вне пределов сосуда (рис. 7.1, *б*). Для силосов диаметром 18 *м* и более отношение высоты к наименьшему размеру в плане может быть и меньше 1,5.

Бункера и силосы размещают как группами, так и в отдельности на открытом воздухе и в помещениях.

Воронки и выпускные отверстия имеют симметричные и несимметричные форму и расположение в плане. Следует по возможности стремиться к тому, чтобы бункера и силосы были в плане симметричны.

В ряде случаев изнутри бункеров и силосов предусматривается футеровка, предохраняющая оболочку от истирания движущимися сыпучими материалами. В бункерах и силосах, предназначенных для хранения руды, применяется стальная, чугунная или железобетонная футеровка; для хранения камня — железобетонная или деревянная. Иногда вместо устройства футеровки увеличивают толщину оболочки по сравнению с расчетной.

При хранении материалов, нуждающихся в искусственном пневматическом разрыхлении (например, цемент и др.), воронка футеруется специальными пористыми плитками, через поры которых подается сжатый (обычно до 3 $кГ/см^2$) воздух для пневматического разрыхления.

Качество материала и соединений определяется условиями и режимом эксплуатации бункеров и силосов. Основным материалом несущих конструкций является сталь Ст.3 углеродистая обыкновенного качества, мартеновская, для сварных конструкций, спокойная или полуспокойная, марок ВМСт.3сп или ВМСт.3пс по ГОСТ 380—60 *.

В отдельных обоснованных случаях должна быть обеспечена по требованию заказчика ударная вязкость не менее 3 $кГ \cdot м/см^2$ после механического старения или при отрицательной температуре.

Качество сварных соединений должно быть не ниже предусмотренного ГОСТ для сварки стали Ст.3 электродами типа Э42, а по линии примыкания воронки к вертикальным стенкам и у швов по образующим в зоне этой линии качество швов должно соответствовать соединениям электродами типа Э42А.

Материалы, соединения и конструкции бункеров и силосов, предназначенных для эксплуатации в условиях низких температур (средняя температура наиболее холодной пятидневки составляет —40° и ниже), должны удовлетворять СН 363—66 и СН 302—65 [136]. В частности, предусматривается применение низколегированных сталей, а также специальных мер против концентрации напряжений; не допускаются даже в зонах краевого эффекта напряжения, достигающие предела текучести, и др.

Во всех возможных случаях следует применять автоматическую сварку.

Наилучшим типом сварных соединений является соединение встык. Соединения внахлестку могут быть допущены лишь как монтажные соединения кольцевых швов при серьезных затруднениях в сборке и подгонке примыкающих элементов. Применять стыковые накладки любых видов не рекомендуется.

Внутренняя поверхность оболочки бункеров и силосов не должна иметь выступающих частей: полок, ребер, скоб и т. п. В частности, не следует применять вертикальные фасонки вдоль образующих в месте сопряжения стенок с воронкой. Выступающие элементы снижают эксплуатационные качества конструкций, ухудшая сыпучесть материалов, и способствуют образованию сводов и зависаний, вызывающих дополнительное давление на оболочку и удары при обрушении.

Применение вертикальных фасонок нерационально и несвойственно конструкции оболочек в отношении их статической работы. Это кажущееся «усиление» узла не распространяется по всей линии сопряжения оболочек и приводит к концентрации напряжений у фасонок. Имевшие место разрушения оболочек показали полную бесполезность и даже вредность подобных отдельно поставленных фасонок.

Передача сосредоточенных усилий от колонн на оболочку рациональна не через фасонки, приваренные по образующим в вертикальных плоскостях, а через горизонтальные жесткие элементы, распределяющие нагрузку по горизонтальным сечениям оболочки.

Для того чтобы облегчить высыпание через воронку содержимого бункера или силоса, рекомендуется угол α (см. рис. 7.1) назначать не менее 60°.

Главные нагрузки бункеров и силосов — это нагрузки от засыпки, кроме того, постоянные нагрузки, а также атмосферные, температурные и другие воздействия.

§ 2. БУНКЕРА С ПЛОСКИМИ СТЕНКАМИ

Геометрические характеристики бункера, не симметричного относительно обеих осей, приведены на рис. 7.2. Для симметричных относительно одной или двух осей бункеров геометрические характеристики могут быть получены как частный случай из приводимых ниже формул, в которых:

x_0, y_0, H — заданные координаты центра выходного отверстия воронки;

x_c, y_c — координаты центра тяжести объема бункера (искомые величины).

Высоты трапецеидальных плоскостей воронки *1*, *2*, *3* и *4* (в плоскости граней воронки):

$$l_1=\sqrt{C_1^2+h_2^2}\,;\quad l_2=\sqrt{C_2^2+h_2^2}\,;$$

$$l_3=\sqrt{n_2^2+h_2^2}\,;\quad l_4=\sqrt{n_1^2+h_2^2}\,. \tag{7.1}$$

Площади граней воронки:

$$\left.\begin{aligned} F_1&=\frac{b+b_0}{2}\,l_1; & F_2&=\frac{b+b_0}{2}\,l_2;\\ F_3&=\frac{a+a_0}{2}\,l_3; & F_4&=\frac{a+a_0}{2}\,l_4. \end{aligned}\right\} \tag{7.2}$$

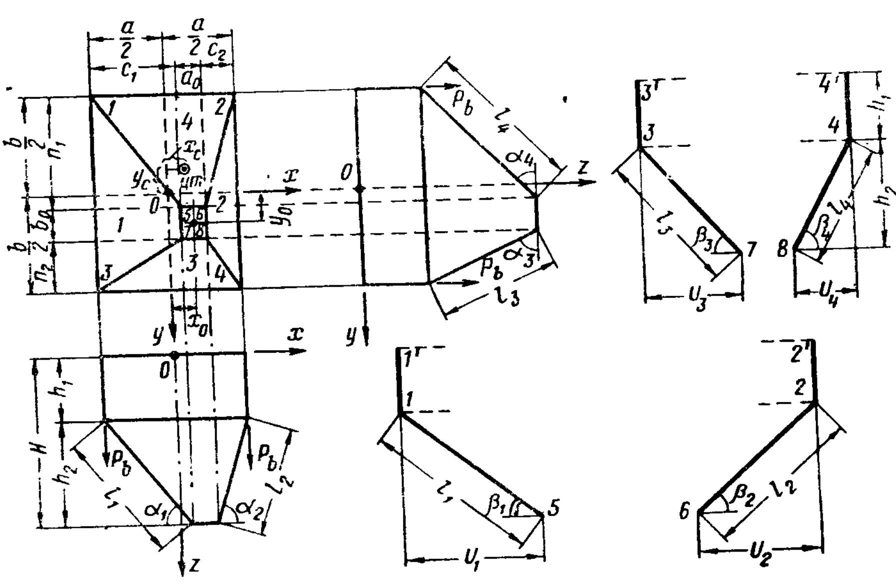


Рис. 7.2. Схема буикера, не симметричиого относительно обеих осей (в плане)

Площади грани, параллельной оси $y-y$,

$$F_b=b\times h_1; \tag{7.3}$$

площади грани, параллельной оси $x-x$,

$$F_a=a\times h_1. \tag{7.4}$$

Полная боковая поверхность бункера

$$F=2(F_a+F_b)+F_1+F_2+F_3+F_4. \tag{7.5}$$

Если обозначить V — полный объем бункера; V_1 — объем вертикальной части и V_2 — объем воронки, то

$$V=V_1+V_2=abh_1+\frac{h_2}{6}\,[b(2a+a_0)+b_0(2a_0+a)]. \tag{7.6}$$

Координаты центра тяжести объема бункера:

$$x_c=x_0h_2\,\frac{(a+a_0)\,(b+b_0)+2a_0b_0}{12V}\,; \tag{7.7}$$

$$y_c=y_0h_2\,\frac{(a+a_0)\,(b+b_0)+2a_0b_0}{12V}\,. \tag{7.8}$$

Длина ребер, образованных пересечением стенок воронки бункера:

$$\left.\begin{aligned} L_1 &= \sqrt{C_1^2 + n_1^2 + h_2^2}; \quad L_2 = \sqrt{C_2^2 + n_1^2 + h_2^2}; \\ L_3 &= \sqrt{C_1^2 + n_2^2 + h_2^2}; \quad L_4 = \sqrt{C_2^2 + n_2^2 + h_2^2}. \end{aligned}\right\} \tag{7.9}$$

Наклон стенок воронки к горизонту:

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{h_2}{C_1}; \quad \operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{h_2}{C_2}; \quad \operatorname{tg}\alpha_3 = \frac{h_2}{n_2}; \quad \operatorname{tg}\alpha_4 = \frac{h_2}{n_1}. \tag{7.10}$$

Наклон ребер воронки к горизонту:

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta_1 &= \frac{h_2}{\sqrt{C_1^2 + n_1^2}}; \quad \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{h^2}{\sqrt{C_2^2 + n_1^2}}; \\ \operatorname{tg}\beta_3 &= \frac{h_2}{\sqrt{C_1^2 + n_2^2}}; \quad \operatorname{tg}\beta_4 = \frac{h_2}{\sqrt{C_2^2 + n_2^2}}. \end{aligned}\right\} \tag{7.11}$$

Расчетная схема и расчет. В настоящее время не имеется общесоюзных нормативных документов, специально предназначенных для проектирования бункеров, и приходится руководствоваться общими нормами проектирования стальных конструкций СНиП II-В.3-62* и СН 302—65 с соответствующим учетом специфики конструкций.

На рис. 7.3 изображен одноячейковый бункер. При многоячейковом бункере нагрузки, усилия, напряжения и деформации элементов, относящиеся одновременно к двум или нескольким смежным ячейкам, суммируются в невыгоднейшей возможной при эксплуатации комбинации.

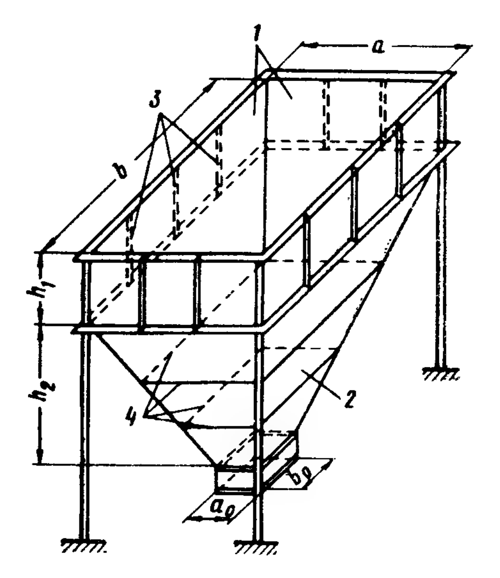


Рис. 7.3. Пространственная схема одноячейкового бункера

1 — вертикальная стенка; *2* — воронка; *3* — ребра жесткости вертикальной стенки; *4* — ребра жесткости воронки

В практических приемах расчета бункеров обычно применяют допущения и приближенные приемы.

Расчет обшивки воронки бункера ведется лишь на нагрузку от засыпки. Влиянием собственного веса и атмосферными нагрузками обычно пренебрегают.

Воздействие засыпки состоит:

а) из вертикальной нагрузки $p_{\text{в}}$ (на единицу длины горизонтального сечения);

б) из нормального давления (распора) $p_{\text{н}}$ (на единицу площади обшивки).

Для симметричного относительно двух осей (Ox и Oy) бункера, изображенного на рис. 7.4, *а*, нагрузка $p_{\text{в}}$ по периметру горизонтального сечения на уровне z может быть определена по формуле

$$p_{\text{в}}^z = \frac{P_z}{2(a_z + b_z)}, \tag{7.12}$$

где P_z — вес заштрихованного на рис. 7.4, *а* объема засыпки.

Для несимметричного бункера (рис. 7.4, *б*)

$$p_{\text{в}i}^z = \frac{P_z}{2(a_z + b_z)} v_x^z v_y^z, \tag{7.13}$$

где $P_z = V_z\gamma$ — вес заштрихованной части засыпки.

Объем заштрихованной части засыпки [аналогично формуле (7.6.)]

$$V_z = a_z b_z z + \frac{H - z}{6}\left[b_z(2a_z + a_0) + b_0(2a_0 + a_z)\right]. \qquad (7.14)$$

Коэффициент ν_x^z для стенки, параллельной оси x,

$$\nu_x^z = 1 \pm \frac{6\bar{y}_c(a_z + b_z)}{b_z(b_z + 3a_z)}. \qquad (7.15)$$

Коэффициент ν_y^z для стенки, параллельной оси y,

$$\nu_y^z = 1 \pm \frac{6\bar{x}_c(a_z + b_z)}{a_z(a_z + 3b_z)},$$

где $\bar{x}_c$ и $\bar{y}_c$ — абсолютные величины координат центра тяжести объема. Знак плюс принят для стороны, ближайшей к центру тяжести объема; знак минус — для стороны, удаленной более чем на $a_z/2$ или $b_z/2$ от центра тяжести объема.

Координаты центра тяжести заштрихованного объема [аналогично формулам (7.7) и (7.8)]:

$$\left.\begin{aligned} x_c &= x_0(H - z) \times \\ &\times \frac{(a_z + a_0)(b_z + b_0) + 2a_0 b_0}{12V_z}; \\ y_c &= y_0(H - z) \times \\ &\times \frac{(a_z + a_0)(b_z + b_0) + 2a_0 b_0}{12V_z}, \end{aligned}\right\} \qquad (7.16)$$

где x_0 и y_0 — координаты центра воронки (на рис. 7.4, б не показаны).

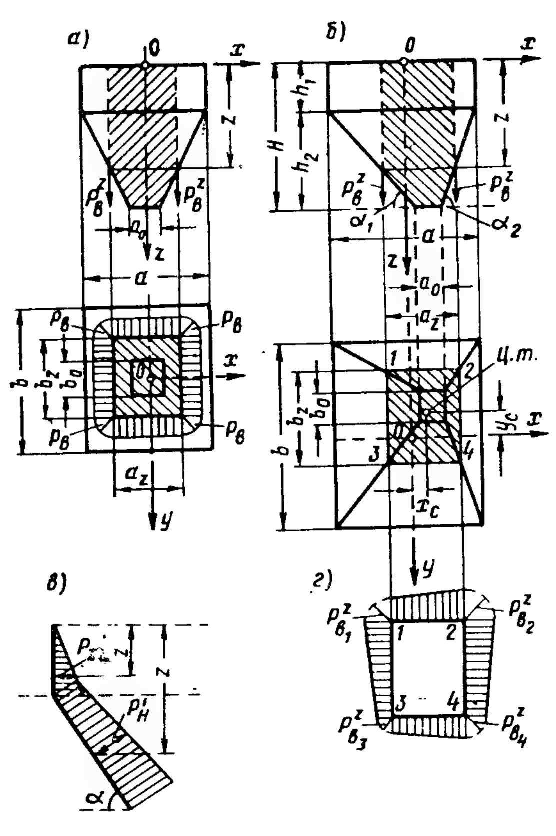


Рис. 7.4. Расчетные схемы бункеров

а — симметричный бункер; б — несимметричный бункер; в — эпюра изменения давления засыпки по высоте; г — эпюра давления засыпки на уровне с координатой z

Нагрузку $p_{вi}$ для всего объема бункера, приложенную по периметру пересечения воронки с вертикальной частью, можно выразить, воспользовавшись следующей формулой (рис. 7.2):

$$p_{вi} = \frac{P}{2(a + b)}\nu_x \nu_y = \frac{V\gamma}{2(a + b)}\nu_x \nu_y; \qquad (7.17)$$

$$\nu_x = 1 \pm \frac{6\bar{y}_c(a + b)}{b(b + 3a)}; \quad \nu_y = 1 \pm \frac{6\bar{x}_c(a + b)}{a(a + 3b)}, \qquad (7.18)$$

где V принимается по формуле (7.6);

$\bar{x}_c$ и $\bar{y}_c$ — абсолютные величины координат центра тяжести объема бункера, определяемых по формулам (7.7) и (7.8).

При определении нагрузок $p_в^z$ пренебрегаем трением по вертикальным плоскостям, что идет в запас прочности.

Определение нормативных значений нормального давления (распора) засыпки $p_н$ и $p'_н$ (рис. 7.4, *в*):

$$p_н = k_a \gamma z; \qquad (7.19)$$

$$p'_н = m\gamma z, \qquad (7.20)$$

где $k_a = \operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{\varphi}{2}\right)$; $m = \cos^2\alpha + k_a \sin^2\alpha$;

φ — угол внутреннего трения засыпки; γ — объемный вес засыпки.

Расчет обшивки воронки производится как однопролетной пластинки большого прогиба с учетом цепных напряжений.

Цепные напряжения возникают от растяжения нагрузкой и от изгиба нагрузкой $p_н$ при несмещающихся опорах.

Опоры (на горизонтальных ребрах жесткости) при заполненном бункере близки к неподвижным и защемленным. Однако обычно принимают в качестве граничных условий неподвижные шарниры. При этом на опорах может возникать фибровая изгибная текучесть материала обшивки, что не опасно с точки зрения исчерпания несущей способности.

В практических расчетах нагрузки от распора засыпки считают равномерными, средними для каждого пролета.

Расчет и конструкция ребер жесткости воронки. На рис. 7.5 показаны два основных типа ребер жесткости воронки. В малых бункерах эти ребра жесткости не соединяются вследствие трудности подгонки их друг другу; продольные усилия N_a и N_b передаются через шов пересечения обшивок смежных граней.

В средних и тяжелых бункерах, в которых требуется соединение ребер в углах пересечения в замкнутую раму (рис. 7.5, *б*), ребра располагаются горизонтально.

Нагрузки на ребра, расположенные по противоположным граням, следует принимать одинаковыми, равными большему значению у несимметричных бункеров. Величины $p'_н$ определяются по линиям приварки ребер к обшивке и на участках, прилегающих к каждому данному ребру, и считаются равномерными.

Для схемы на рис. 7.5, *а* применяются следующие расчетные формулы определения нормативных нагрузок:

$$q_в = p'_н \frac{l_0^{II} + l_0^{III}}{2} \qquad (7.21)$$

Нагрузка q_a определяется аналогичным способом.

Растягивающие силы:

$$N_a = q_b \frac{b_z}{2}; \quad N_b = q_a \frac{a_z}{2}; \qquad (7.22)$$

$$M_a = \frac{q_a a_z^2}{8}; \quad M_b = \frac{q_b b_z^2}{8}. \qquad (7.23)$$

Напряжения

$$\sigma = \frac{N}{F} \pm \frac{M}{W}, \qquad (7.24)$$

где F и W — площадь и момент сопротивления ребра с прилегающей к нему частью обшивки, равной 60 толщинам обшивки.

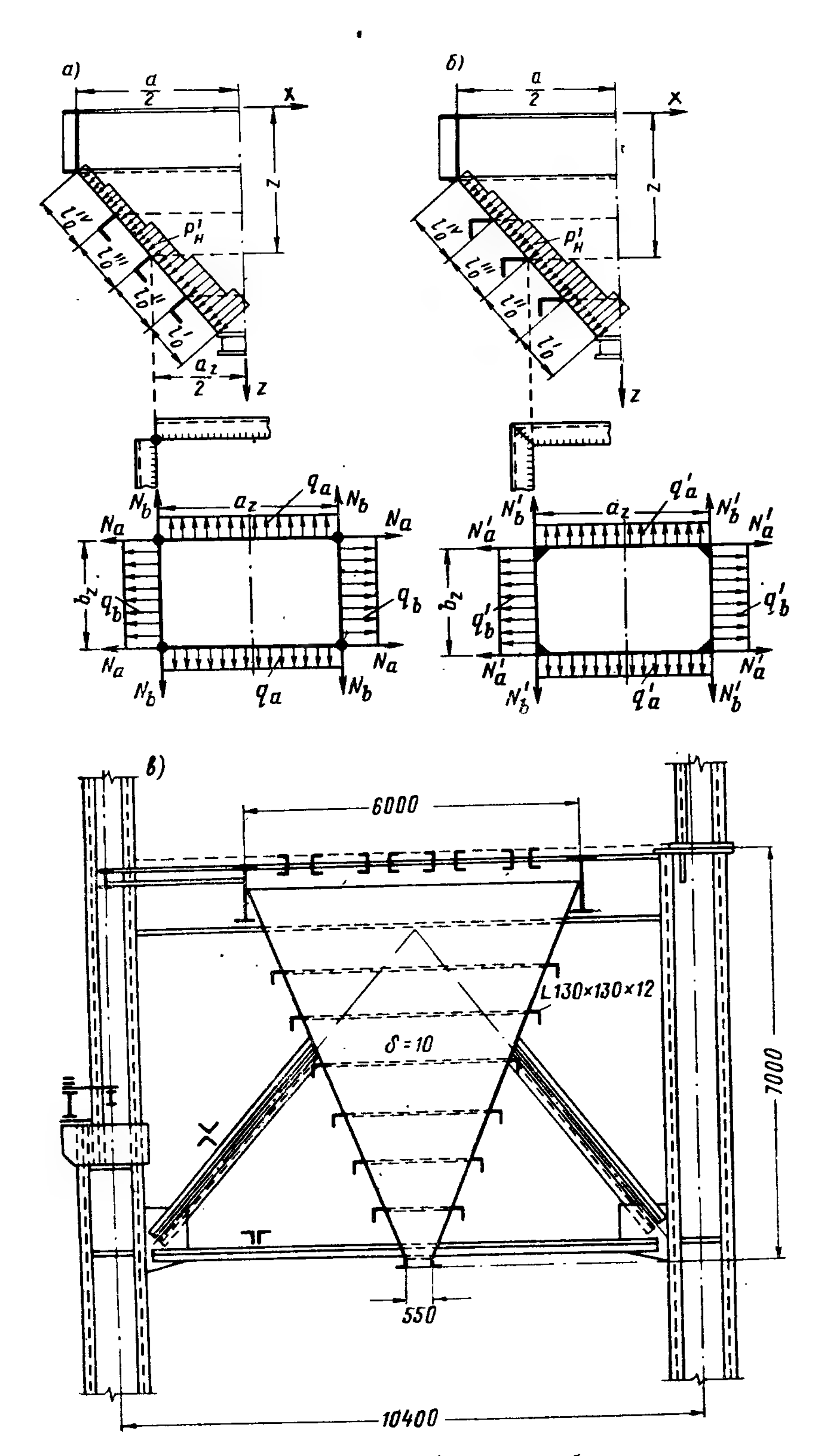


Рис. 7.5. Расчетные схемы бункера и ребер жесткости

а — малые бункера; б — средние и тяжелые бункера; в — разрез бункера с опорами

При расчетной схеме по рис. 7.5, *б* ребра образуют замкнутую раму в горизонтальной плоскости, и нормативные нагрузки можно определить по формуле

$$q'_{\text{в}} = p'_{\text{н}} \frac{l_0^{\text{II}} + l_0^{\text{III}}}{2 \sin \alpha}. \tag{7.25}$$

Нагрузка q'_a может быть определена аналогичным способом.
Усилия равны:

$$N'_a = q'_b \frac{b_z}{2}; \quad N'_b = q_a \frac{a_z}{2} \tag{7.26}$$

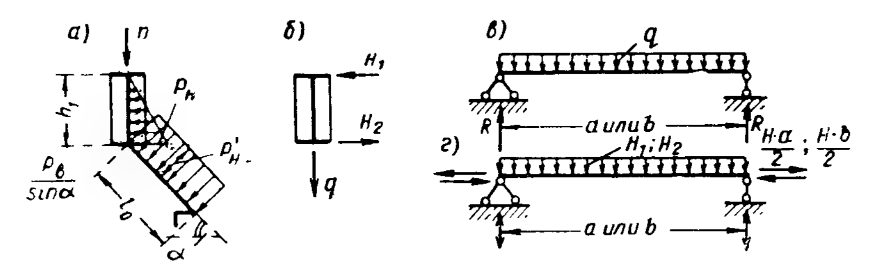


Рис. 7.6. Расчетная схема бункерной балки

а — нагрузки бункерной балки; *б* — схема вертикальных и горизонтальных нагрузок после разложения по несущим плоскостям; *в* — схема передачи нагрузок в вертикальной плоскости; *г* — схема передачи горизонтальных нагрузок

При симметричной расчетной схеме моменты в узлах рамы равны между собой:

$$M_{\text{оп}} = \frac{a_z^2 \left(q'_b k^3 + q'_a \right)}{12 (1 + k)}, \tag{7.27}$$

где

$$k = \frac{b_z}{a_z}. \tag{7.28}$$

Моменты в пролете от нормативных значений нагрузок равны:

$$M'_a = \frac{q'_a a_z^2}{8} - M_{\text{оп}}; \quad M'_b = \frac{q'_b b_z^2}{8} - M_{\text{оп}}. \tag{7.29}$$

Напряжения приближенно определятся по формуле (7.24). Прогиб ребра не должен превышать $^1/_{250}$ его длины. В больших бункерах между горизонтальными ребрами в некоторых случаях ставят дополнительные ребра, расположенные в промежутках между горизонтальными вдоль ската воронки.

Расчет бункерных балок. В практических расчетах бункерных балок принимают следующие допущения:

а) балки рассчитываются как однопролетные с пролетами *a* и *b*, шарнирно опертые; частичным защемлением на опорах и в местах пересечения балок в запас прочности пренебрегают;

б) нагрузка принимается равномерной с величиной, определенной для середины пролета.

Балки рассчитываются на постоянные нагрузки, вес засыпки и распор засыпки. Стенки балок рассчитываются также на изгиб нагрузкой $p_{\text{н}}$, как пластинки, опертые на пояса и вертикальные ребра жесткости балок.

Ниже приводится приближенный способ расчета бункерных балок, применяемый в практике проектирования. Обшивка воронки при этом не учитывается в работе бункерных балок, что идет в запас прочности.

На рис. 7.6, *а* приведены нормативные нагрузки бункерной балки: n — собственный вес и нагрузка от перекрытия на единицу длины балки. Значения остальных нагрузок и методы их определения описаны выше.

В практических расчетах подлежат дополнительному учету коэффициенты, принимаемые в соответствии с методикой расчета по предельным состояниям (n — коэффициент перегрузки, m — коэффициент условий работы и др.).

После разложения нагрузок в вертикальном и горизонтальном направлениях получим нагрузки, приведенные на рис. 7.6, *б*:

$$q = n + p_{\text{в}} + \frac{p'_{\text{н}} l_0}{2} \cos \alpha; \tag{7.30}$$

$$H_1 = \frac{p_{\text{н}} h_1}{6}; \tag{7.31}$$

$$H_2 = p_{\text{в}} \operatorname{ctg} \alpha - \frac{p_{\text{н}} h_1}{3} - \frac{p_{\text{н}}' l_0}{2} \sin \alpha. \tag{7.32}$$

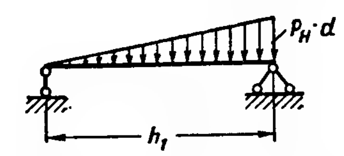


Рис. 7.7. Расчетная схема полоски, вырезанной из стенки бункера

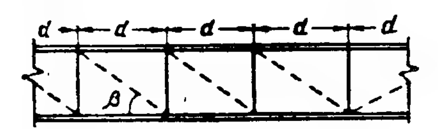


Рис. 7.8. Расчетная схема вертикальной стенки бункера

Под нагрузкой q работает на изгиб в вертикальной плоскости вся балка в целом (расчетную схему см. рис. 7.6, *в*); под нагрузками H_1 и H_2 работают на изгиб в горизонтальной плоскости только пояса балки (расчетную схему см. рис. 7.6, *г*). Кроме изгиба в поясах балки, образующих в плане замкнутую раму, возникают осевые усилия, определяемые, как при расчете ребер жесткости воронки.

Напряжения от нагрузок q и H суммируются. Для стенки напряжения от нагрузки q суммируются с соответствующими напряжениями при изгибе стенки из плоскости балки нагрузками $p_{\text{н}}$. Расчет стенки на нагрузку $p_{\text{н}}$ ведется как пластинки малого прогиба с соответствующими граничными условиями. Методы расчета приведены в главе 16. Стенки балок укрепляются ребрами жесткости против потери устойчивости по указаниям СНиП II-В. 3-62 *.

Прочность и устойчивость ребер жесткости проверяют на два вида нагрузок: сжатие вертикальными поперечными силами бункерной балки Q; изгиб по расчетной схеме (рис. 7.7) нагрузкой $p_{\text{н}} d$, где d — расстояние между ребрами.

Если устойчивость стенки бункерной балки не обеспечена достаточным количеством ребер жесткости, то ее в расчетное сечение балки при расчете на изгиб вводить не следует. При этом к напряжениям стенки от изгиба нагрузками $q_{\text{н}}$ следует добавить напряжение от растяжения силой $Q/\sin\beta$ (рис. 7.8), где Q — поперечная сила от вертикальных нагрузок. В данном случае балка уподобляется ферме, сжатыми стойками которой являются вертикальные ребра, а роль растянутых раскосов выполняет гибкая стенка.

При расчете общей балки спаренных бункеров вертикальные нагрузки от двух бункеров суммируются; при расчете на горизонтальные нагрузки один бункер принимается порожним.

Расчет колонн бункера производится на нагрузки, передаваемые бункерными балками. В отдельных случаях в зависимости от качества

грунтов и схемы передачи нагрузок может вводиться дополнительный коэффициент перегрузки по сравнению с нагрузкой, получаемой аналитически.

§ 3. КРУГЛЫЕ БУНКЕРА

Круглые бункера состоят из верхней цилиндрической и нижней конической оболочек, опертых на колонны. Общий вид круглого бункера приведен на рис. 7.9. Типы опорных узлов и пересечения оболочек изображены на рис. 7.10. Экономичными и рациональными с точки зрения смягчения краевого эффекта являются узлы, где плавный переход от цилиндра к конусу осуществляется встык через коническую вставку (рис. 7.10, *а*) или через отбортовку в виде части тора (рис. 7.10, *б*).

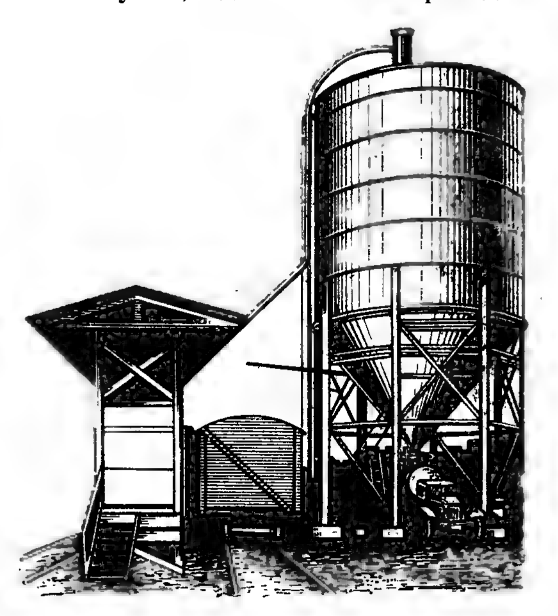


Рис. 7.9. Общий вид круглого бункера

Примыкание внахлестку, приведенное на рис. 7.10, *в*, наиболее просто для монтажа. Однако в таком узле вследствие менее плавного перехода от цилиндра к конусу и эксцентриситета сильнее влияние краевого эффекта.

При неплавном переходе от цилиндра к конусу может возникнуть необходимость постановки кольца жесткости из условия устойчивости (рис. 7.10, *в*, пунктир). Кольцо предохраняет от образования складок на линии пересечения как явления местной потери устойчивости.

Нормальные давления $p_н$ и $p'_н$ (на единицу поверхности) определяются по формулам (7.19) и (7.20) (см. рис. 7.4, *в*). Вертикальная нагрузка от засыпки на глубине z (рис. 7.10, *г*) равна:

$$p_в^z = \frac{V_z \gamma}{2\pi r}, \tag{7.33}$$

$$V_z = \pi r^2 z + \frac{\pi (H - z)}{12} (d^2 + da + a^2), \tag{7.34}$$

где γ — объемный вес материала.

Соответственно на уровне пересечения конуса с цилиндром

$$p_в = \frac{V\gamma}{\pi D}, \tag{7.35}$$

где полный объем засыпки бункера

$$V = \frac{\pi D^2 h_1}{4} + \frac{\pi h_2}{12} (D^2 + Da + a^2). \tag{7.36}$$

Нагрузки $p_в$ и $p_в^z$ отнесены к единице длины кольцевого сечения.

Цилиндрическая оболочка рассчитывается на растягивающие кольцевые усилия $N_2^ц$ на единицу длины сечения по образующей (рис. 7.10, *г*):

$$N_2^ц = \frac{p_н D}{2}. \tag{7.37}$$

Кольцевое расчетное растягивающее усилие конической оболочки на расстоянии z от верха

$$N_2^{\text{к}} = \frac{p'_{\text{н}} r}{\sin\alpha}. \tag{7.38}$$

Меридиональное в направлении образующей растягивающее усилие конической оболочки

$$N_1^{\text{к}} = \frac{p_{\text{в}}^z}{\sin\alpha}. \tag{7.39}$$

Краевой эффект в месте пересечения оболочек может быть определен методом сил или деформаций (см. главу 19).

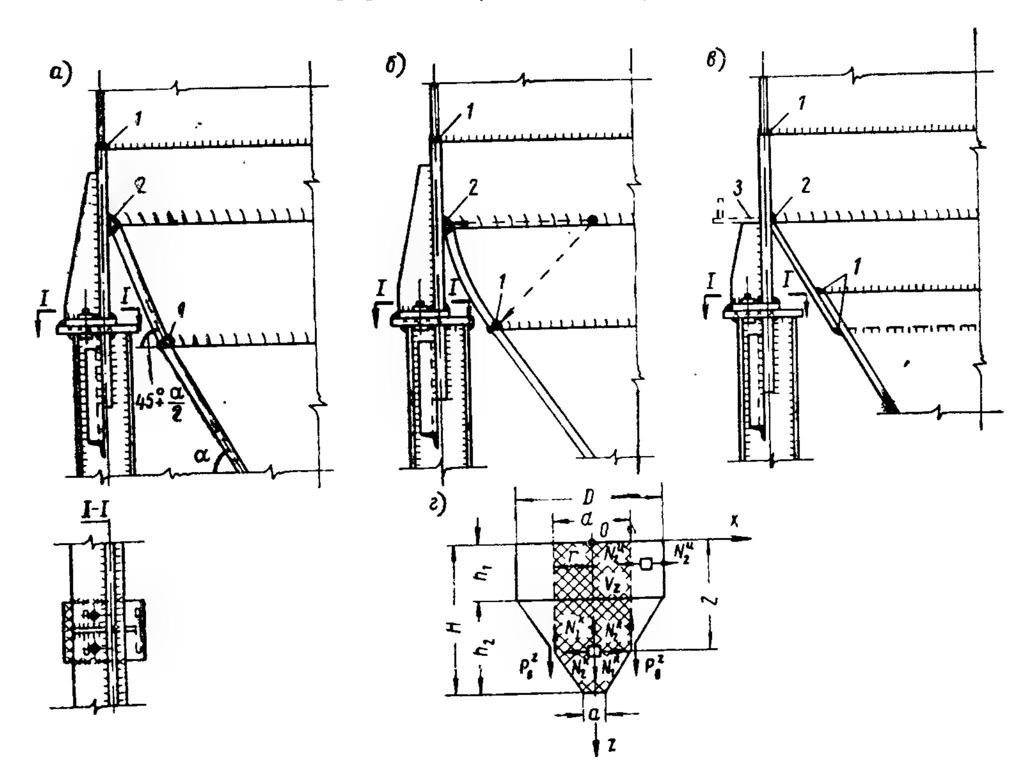


Рис. 7.10. Схемы узла соединения стенки и воронки круглого бункера

а — пересечение с конической вставкой; *б* — пересечение с отбортовкой; *в* — пересечение с кольцом жесткости; *г* — расчетная схема и нагрузки; *1* — монтажные сварные швы; *2* — заводские сварные швы; *3* — кольцо жесткости

Кольцо может быть приближенно в запас прочности проверено на расчетное усилие

$$N_{(-)} = p_{\text{в}} \operatorname{ctg}\alpha \frac{D}{2} \text{ (сжатие)}$$

Колонны ставятся по окружности на равных расстояниях. Как правило, достаточно четырех колонн. Однако при $D > 6$ *м* иногда ставят шесть и более колонн. При расчете колонн нагрузку, равную опорному давлению, увеличивают применением коэффициента (до 1,5) в зависимости от условий опирания и качества грунта. Если h_1 меньше половины расстояния между колоннами, то цилиндрическую стенку бункера дополнительно проверяют как кольцевую балку на многих опорах с равномерной нагрузкой. Геометрическая неизменяемость системы колонн должна быть обеспечена связями.

§ 4. СИЛОСЫ

При расчете силосов помимо основной нагрузки от засыпки учитывается дополнительный эффект, вызываемый засыпкой при загрузке, опорожнении и других технологических операциях [76]. Этот эффект учитывается введением коэффициента a дополнительно к коэффициентам перегрузки n и условий работы m методики расчета по предельным состояниям. Значения коэффициента a приведены в приложении 1 к СН 302-65 [136].

Другие виды основных нагрузок, как, например, собственный вес и нагрузки от оборудования и прилегающих конструкций, определяются по их действительной величине. Атмосферные нагрузки (ветер, снег) и сейсмические нагрузки следует определять по действующим СНиП.

Повышенное динамическое воздействие засыпки следует определять для каждого данного конкретного случая.

Основное нормативное давление засыпки в силосах (по СН 302-65) определяется следующим образом (рис. 7.11).

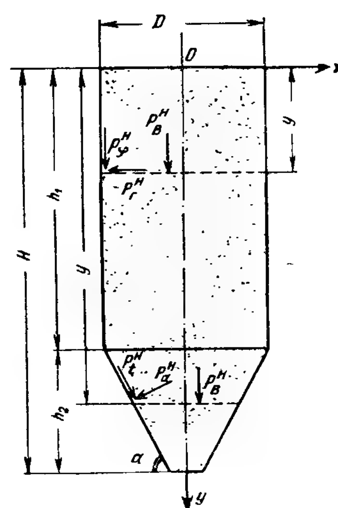


Рис. 7.11. Схема силоса с нагрузками от засыпки

Горизонтальное давление на вертикальные стенки

$$p_г^н = \frac{\gamma\rho}{f}\left(1 - e^{-\frac{kfy}{\rho}}\right) = \frac{\gamma\rho}{f}A. \qquad (7.41)$$

Вертикальное давление на уровне y

$$p_в^н = \frac{p_г^н}{k}, \qquad (7.42)$$

где значения A — см. табл. 3 приложения III к нормативным указаниям СН 302-65;

γ — объемный вес засыпки (приложение II табл. 2 СН 302-65);

f — коэффициент трения засыпки о стенку (приложение II СН 302-65);

$\rho = \frac{F}{u}$ — гидравлический радиус поперечного сечения силоса;

F — площадь поперечного сечения силоса;

u — периметр;

y — глубина засыпки от поверхности до рассматриваемого сечения;

$k = \mathrm{tg}^2\left(45^\circ - \frac{\varphi}{2}\right)$ — см. приложение V к СН 302-65;

φ — угол естественного откоса засыпки (приложение II к СН 302-65);

e — основание натуральных логарифмов.

Распределение давления засыпки по горизонтальному сечению принимается равномерным.

Давление в засыпке, находящейся в пределах воронки силоса, определяется по формулам (7.41) и (7.42), причем не учитывается уменьшение поперечных размеров силоса в пределах воронки и принимается полная глубина засыпки ее от поверхности до рассматриваемого сечения.

Вертикальное нормативное давление, передающееся стенкам через трение,

$$p_\varphi^{н} = f p_г^{н}. \quad (7.43)$$

Перпендикулярное нормативное давление на наклонные стенки воронки

$$p_\alpha^{н} = m_0 \, p_в^{н}, \quad (7.44)$$

где $m_0 = \cos^2\alpha + k\sin^2\alpha$; $p_в^{н}$ см. (7.42)

Касательное нормативное давление на наклонные стенки воронки (передающееся через трение)

$$p_t^{н} = m_0' \, p_в^{н}, \quad (7.45)$$

где $m_0' = (1 - k)\sin\alpha\cos\alpha$.

Значения m_0 и m_0' даны в приложениях V, VI, VII к СН 302-65.

Расчетные усилия на единицу длины оболочки от нагрузки засыпкой (вне зон краевого эффекта) могут быть определены по формулам:

растягивающее усилие цилиндрической оболочки в кольцевом направлении

$$N_2^{ц} = \frac{p_г^{н} D}{2} \cdot \frac{an}{m}; \quad (7.46)$$

сжимающее усилие цилиндрической оболочки в направлении образующей от веса засыпки, передающегося через трение:

$$N_1^{ц} = \frac{\gamma\rho h_1}{2}\left(1 - e^{-\frac{kfh_1}{\rho}}\right)\frac{an}{m}; \quad (7.47)$$

растягивающее усилие конической оболочки (воронки) в кольцевом направлении

$$N_2^{к} = \frac{p_\alpha^{н} D_в}{2\sin\alpha} \cdot \frac{an}{m}; \quad (7.48)$$

an/m — коэффициенты методики расчета по предельным состояниям, упоминавшиеся выше;

растягивающее усилие конической оболочки (воронки) в направлении образующей

$$N_1^{к} = \frac{\dfrac{\pi D_в^2 p_в^{н}}{4} + Q_в}{\pi D_в \sin\alpha} \cdot \frac{an}{m}, \quad (7.49)$$

где $Q_в$ — вес части воронки и засыпки ниже рассматриваемого сечения;

$D_в$ — диаметр воронки в рассматриваемом сечении; остальные обозначения встречались ранее.

При наличии кольца в месте сопряжения конуса с цилиндром сжимающее усилие кольца может быть определено приближенно с запасом прочности по формуле

$$N_{(-)} = \frac{N_{10}^{к} D\cos\alpha}{2}, \quad (7.50)$$

где $N_{10}^{к}$ — растягивающее усилие воронки в направлении образующей в месте примыкания к цилиндру; остальные обозначения встречались ранее. Величина an/m учтена ранее при определении $N_{10}^{к}$ по формуле (7.49).

Действительное значение $N_{(-)}$ будет меньше определенного по формуле (7.50), так как в ней не учтена нагрузка от краевого распора обо-

лочек, примыкающих к кольцу. Распор этот действует от оси силоса наружу.

Оболочка должна быть также рассчитана на нагрузки, перечисленные в начале параграфа.

Сжатые элементы оболочки, элементы жесткости и опорные части проверяют на устойчивость по формуле

$$\sigma \leqslant \sigma_к m_у, \qquad (7.51)$$

где σ — действительные сжимающие напряжения;

$\sigma_к$ — критические сжимающие напряжения;

$m_у$ — коэффициент условий работы при расчете на устойчивость.

Для проверки устойчивости цилиндрической оболочки применяются формулы, приведенные в § 3 главы 18.

Зону сопряжения цилиндрической оболочки с конической следует конструировать и рассчитывать с учетом краевого эффекта.

Типы узлов примыкания конуса к цилиндру приведены на рис. 7.10; предпочтителен тип узла по рис. 7.10, *б*.

Неизменяемость круговых сечений цилиндрической оболочки обеспечивается кольцами жесткости.

Швы по образующим в зоне верхней части воронки и швы присоединения конуса к цилиндру должны быть выполнены особенно тщательно, с полным соблюдением всех технологических требований, с подваркой корня шва и гарантированным контролем качества сварного шва.

Конструкции и статический расчет обшивки и элементов жесткости квадратных и прямоугольных силосов выполняются аналогично описанному в § 2 для прямоугольных бункеров. Специфические особенности силосов сказываются главным образом в методике определения нагрузок.

Глава 8

ЛИСТОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ДОМЕННЫХ ЦЕХОВ И ГАЗООЧИСТОК

§ 1. ХАРАКТЕРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ, ОПРЕДЕЛЯЕМЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ПРОЦЕССОМ

Металлургический процесс производства стали является двухступенчатым. На первой его ступени в доменных печах из предварительно подготовленной руды и добавок (флюсов) выплавляется «передельный» чугун, из которого на второй ступени производится сталь в мартеновских печах, в конверторах с продувкой кислородом сверху или в бессемеровских конверторах.

Доменный процесс в металлургическом производстве представляет собой наиболее сложный и трудоемкий процесс, связанный с переработкой и транспортированием весьма больших масс материалов, а также расходованием и выделением большого количества энергии.

Основные производственные характеристики современной доменной печи и расходы стали на сооружение комплекса ее конструкций приведены в табл. 8.1 и 8.2, которые составлены для серии типовых доменных печей, имеющих почти исключительное применение более пятнадцати лет во всем отечественном строительстве предприятий черной металлургии и для зарубежных поставок СССР. В табл. 8.1 приведены основные конструкции только комплекса собственно доменной печи и газоочистки доменного газа, бункерная эстакада, рудный двор, аглофабрика, транспортные сооружения, теплоэлектроцентраль, насосная станция, межцеховые газовоздухопроводы и коммуникации и др.

Советские доменные печи — крупнейшие в мировой практике по полезному объему и самые производительные на единицу объема. Проектирование металлических конструкций доменных печей с послевоенного периода по настоящее время сосредоточено в ЦНИИПроектстальконструкция.

Таблица 8.1

Показатель	Полезный объем доменной печи в $м^3$ и номер типового проекта					
	1033 / 5350 КМ	1386 / 3664 КМ	1513 / 3790 КМ; 3900 КМ	1719 / 30040 КМ; 30000 КМ	2000 / 34002 КМ; 34003 КМ; 34031 КМ; 34036 КМ	2700 / 34061 КМ
Давление газов[1] в $кГ/см^2$	1,5 / 2,8	1,8 / 3,1	1,8 / 3,1	1,8 / 3,1	2,5 / 3,8	3,7 / 5
Суточная производительность:						
чугун[2] в т	1200 / 1,16	1750 / 1,26	1950 / 1,29	2350 / 1,37	3300 / 1,65	5400 / 2
доменный газ (при нормальном атмосферном давлении) в $м^3$	3 000 000	4 200 000	4 500 000	5 200 000	6 000 000	9 000 000
шлак в т	480	700	800	950	1 200	1 600—2 500
доменная пыль в т	400	500	400	250	150	120—130
Суточный расход сырья:						
руда, агломерат, добавки в т	2 400	3 500	4 000	4 700	6 800	10 000
кокс в т	500	850	1 000	1 100	1 700	2 500
воздух (при нормальном атмосферном давлении) в $м^3$	2 500 000	3 500 000	4 000 000	4 700 000	5 500 000	7 000 000
вода в $м^3$	25 000	33 000	36 000	45 000	60 000	100 000

[1] В числителе — на колошнике, в знаменателе — у фурм.
[2] В числителе — всего, в знаменателе — на 1 $м^3$ объема.

К характерным особенностям металлоконструкций доменного комплекса и газоочистки относятся следующие:

а) металлоконструкции доменных цехов представляют собой одновременно как инженерные сооружения, так и сложные технологические агрегаты. Поэтому успешное решение инженерных задач одновременно позволяет решить и соответствующие технологические задачи;

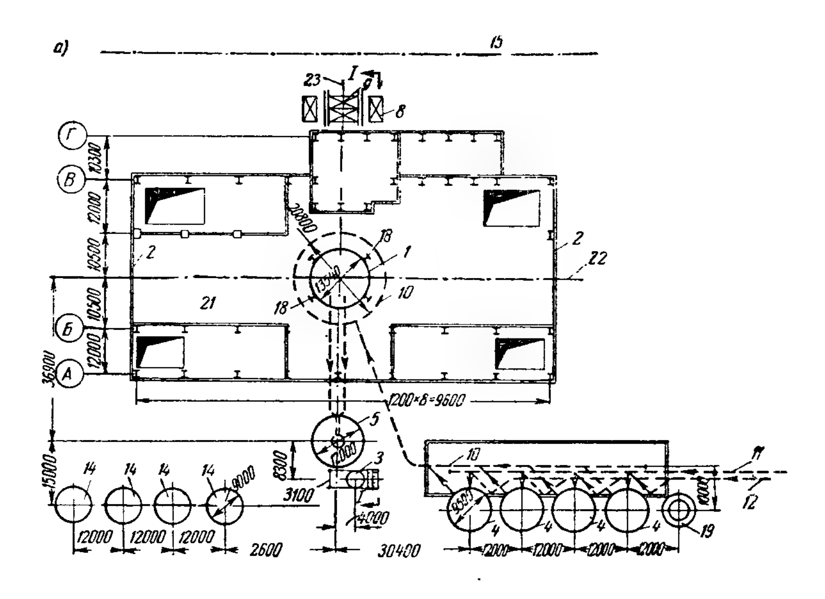
б) весьма тяжелый и сложный режим эксплуатации конструкций определяется как циклический в течение суток и поступательно переменный на более длительном отрезке времени. Конструкции печи в течение периода (кампании) ее непрерывной работы (обычно за 6—8 лет) постепенно приходят в полную негодность для дальнейшей эксплуатации, что связано с необходимостью остановки печи на капитальный ремонт и полной заменой части конструкций;

в) работа доменной печи «кампаниями» и значительный ущерб для производства при длительной остановке печи на ремонт требуют быстрой периодической замены вышедших из строя агрегатов, поэтому способы замены составляют неотъемлемую часть проектирования металлоконструкций и планировки цеха.

Схема доменного цеха показана на рис. 8.1.

Таблица 8.2

Конструкции доменного комплекса	Расход стали в $т$ на доменные печи объемом в $м^3$											
	1033		1386		1513		1719		2000		2700	
	общий	в том числе на листовые конструкции	общий	в том числе на листовые конструкции	общий	в том числе на листовые конструкции	общий	в том числе на листовые конструкции	общий	в том числе на листовые конструкции	общий	в том числе на листовые конструкции
Доменная печь	720	290	891	360	910	375	990	420	938	385	1710	741
Литейный двор	655	230	889	300	889	300	900	300	1175	425	1945	701
Лифт	105	15	102	14	104	15	140	20	131	15	124	62
Воздухонагреватели	747	525	824	594	856	626	1030	730	1072	720	1606	1175
Пылеуловитель	459	311	598	410	601	415	470	320	425	310	555	331
Машинное здание	85	—	103	—	103	—	110	—	96	—	110	—
Скиповая яма	51	16	56	20	56	20	60	25	53	25	53	25
Подъемник коксовой мелочи	101	12	101	12	101	12	110	15	117	15	117	15
Наклонный мост	166	16	209	22	210	22	240	25	240	25	316	30
Итого	3089	1415 (45,5%)	3773	1732 (46%)	3830	1785 (46,5%)	4050	1855 (46%)	4247	1920 (45%)	6536	3080 (47%)
Итого, $т/м^3$ полезного объема	2,99	1,37	2,72	1,25	2,53	1,18	2,36	1,21	2,12	0,96	2,42	1,14
Сравнение расхода стали на 1 $м^3$ полезного объема печи	100%	100%	91%	91%	84,5%	86%	78,8%	88%	70,6%	70%	81%	83%



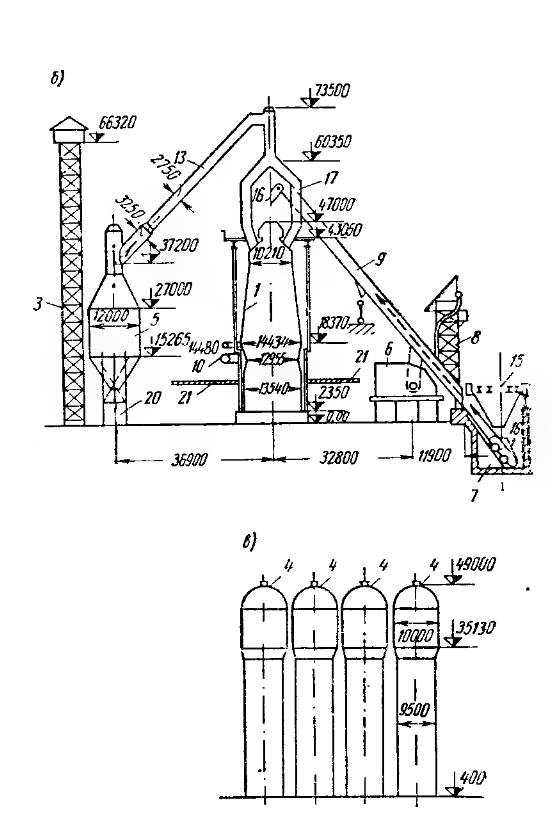


Рис. 8.1. Схема сооружений комплекса типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$

а — план; *б* — поперечный разрез цеха по *I—I*; *в* — воздухонагреватели; *1* — доменная печь; *2* — литейный двор; *3* — лифт; *4* — воздухонагреватели; *5* — пылеуловитель; *6* — машинное здание; *7* — скиповая яма; *8* — подъемник коксовой мелочи; *9* — наклонный скиповый мост; *10* — воздухопровод горячего дутья; *11* — воздухопровод холодного дутья; *12* — газопровод чистого газа; *13* — наклонный газоотвод грязного газа; *14* — газонагреватели; *15* — бункерная эстакада; *16* — скип; *17* — свечи; *18* — колонны печи; *19* — дымовая труба; *20* — опоры пылеуловителя; *21* — рабочая площадка; *22* — ось доменной печи и литейного двора; *23* — ось доменной печи, наклонного моста и пылеуловителя

Развитие и интенсификация технологических процессов доменных печей обеспечиваются правильным решением их конструктивных форм. Так, например, применение повышенного давления стало возможным с переходом на сварные соединения и улучшенное качество стали. Равнопрочные сварные соединения и автоматическая сварка по методам, разработанным Институтом электросварки им. Е. О. Патона, активно поддерживались ЦНИИПроектстальконструкция и внедрялись в домностроение усилиями обоих институтов, а также трестов Стальмонтаж, Стальконструкция и других организаций.

С этой же целью примерно с середины 50-х годов вместо углеродистой стали обыкновенного качества начали применять низколегированную сталь (типовые печи объемами 1719, 2000, 2700 $м^3$ и др.). В типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$ кожух печи запроектирован из стали 10Г2С1 (МК) по ГОСТ 5520—62.

Применение высокотемпературного дутья (до 1200° вместо 700—800°) потребовало разработки усовершенствованных методов расчета прочности при интенсивных температурных воздействиях на комбинированные системы конструкций доменного цеха, а также конструкций для новых систем охлаждения (в том числе испарительного, охлаждения водяной рубашкой, новых эффективных типов холодильников и т. п.).

Для обогащения дутья природным газом и кислородом созданы новые виды листовых конструкций, такие, например, как газонагреватели (рис. 8. 1, позиция *14*) и новые дополнительные системы газопроводов.

Дальнейшая интенсификация загрузки при повышенном давлении в печи может быть осуществлена после решения проблемы транспортерной подачи шихты на колошник и создания новой системы конструкций загрузочных устройств и шлюзования печи, что в свою очередь связано с необходимостью переноса на более низкие отметки контргрузов балансиров загрузочного устройства.

Механизация разливки чугуна обеспечивается созданием специальных конструкций в виде поворотных и качающихся желобов и других конструкций.

Развитие металлургии чугуна и специфика технологического процесса некоторых доменных печей требует создания специальных конструктивных форм, отличных от обычных. К ним относятся доменные печи, работающие на цинкосодержащих рудах (добываемых в Новокузнецком, Таштагольском и других районах).

Пары цинка, содержащегося в таких рудах, откладываются и конденсируются в футеровке печи, способствуя ее интенсивному расширению, что в свою очередь приводит к разрывам и трещинам в кожухе печи.

Необходимы специальные устройства и конструкции, обеспечивающие нормальную работу печи в течение обычной для большинства печей продолжительности кампании непрерывной работы между капитальными ремонтами.

В перспективе также создание и освоение печей, работающих на низкокачественной шихте и бедных по содержанию железа рудах, имеющихся в больших количествах и пока малоиспользуемых (например, руды Курской магнитной аномалии).

Важная составная часть черной металлургии — производство ферросплавов. В настоящее время для этой цели приспосабливаются обычные доменные печи. Однако разработка специальных печей требует научной, проектной и экспериментальной разработки.

Особую важность представляет повышение надежности конструкций и продление кампании доменной печи, а также сокращение сроков капитального ремонта. Для повышения надежности и продления кампании доменной печи необходим комплекс мероприятий, основанных на

углубленном изучении действительных условий работы печи, выявлении предельных состояний конструкций, а также условий, при которых они возникают. Это позволит создать рациональные конструктивные формы на базе научных данных и их инженерного использования.

Сокращение сроков капитального ремонта достигается путем постройки рядом с действующей печью крупного блока новых конструкций (взамен пришедших в негодность) с кожухом, футеровкой и по возможности всем комплексом оборудования. Это позволяет в нужный момент старую конструкцию сломать, убрать и на ее место быстро надвинуть новую, смонтированную предварительно поблизости. Чем крупнее надвигаемый блок, тем меньше затрачивается времени на капитальный ремонт. Передвигаемые блоки весят до 8000 *т* и более. Сама передвижка занимает всего несколько часов.

С учетом времени на другие операции обеспечивается общее сокращение сроков капитального ремонта на 45—60 дней по сравнению с временем, затрачивавшимся ранее на капитальный ремонт (между двумя кампаниями печи), когда работы велись последовательно без применения метода надвижки. За сэкономленные 45—60 дней можно дополнительно выплавить 200—300 *тыс. т* чугуна.

Для индустриализации домностроения решающее значение принадлежит унификации конструкций и упрощению конструктивных форм. При разработке серии типовых проектов стальных конструкций доменных печей последовательно проводились их унификация и упрощение конструктивных форм. Поставлена задача унификации диаметров пылеуловителей, воздухонагревателей, электрофильтров и скрубберов, а также диаметров газовоздухопроводов и других конструкций.

Характерная тенденция в домностроении — увеличение количества листовых конструкций и появление новых видов листовых конструкций в доменном комплексе. В последних печах появляются такие новые листовые конструкции, как газонагреватели; количество газовоздухопроводов увеличивается; кроме того, строится много новых вентиляционных воздухопроводов, санитарно-технических проводок и т. д.

Новые конструкции создаются также в связи с внедрением испарительного охлаждения. Ствол шахты лифта в настоящее время представляет собой листовую конструкцию (цилиндр диаметром 3100 *т*, толщиной 6 *мм* и высотой около 66 *м*).

Развитие методики расчета и норм проектирования доменных конструкций имеет свою специфику.

Длительное время размеры доменных листовых конструкций назначались на основе предыдущего опыта без расчета или на основе эмпирических формул, созданных применительно к частным традиционным решениям.

При разработке современных мощных доменных печей и серии их типовых проектов было положено начало созданию прикладной методики расчета на базе передового уровня науки о прочности. При этом стало очевидно, что отдельные составные элементы комбинированных доменных конструкций нельзя проектировать раздельно и независимо друг от друга, поскольку в действительной статической и технологической схеме они работают совместно. Так, например, стальной кожух печи или воздухонагревателей недопустимо рассчитывать на прочность от силовых и температурных воздействий независимо от футеровки и упругой набойки между кожухом и кладкой. Упомянутые составные элементы конструкции функционально взаимосвязаны и подчиняются общим закономерностям, на основании которых определяются их оптимальные технологические и конструктивные параметры и размеры, обеспечивающие надежность при эксплуатации. Несмотря на известные успехи, методика расчета листовых конструкций доменного комплекса разработана еще не полностью.

Общие методы расчета листовых конструкций на силовые воздействия приведены в гл. 15—19; методика и решения конкретных задач прочности при температурных воздействиях и неизменяющихся физических свойствах материалов — в гл. 20.

При изменяющихся физических свойствах материалов (в результате термических воздействий) можно, применяя данные главы 20, рассчитать возможные пределы изменения напряжений. При этом необходимо знать свойства материалов в начальном и конечном состоянии.

За последние годы данных для обоснования расчетом инженерных решений существенно прибавилось. Кроме перечисленных материалов, данные для расчета имеются в монографии [81].

Общие нормативные документы по проектированию стальных конструкций доменных печей: СНиП II-В. 3-62* (стальные конструкции), СНиП II-А.10-62 (основные положения) и СНиП II-А.11-62 (нагрузки и воздействия)*.

§ 2. ДОМЕННАЯ ПЕЧЬ

Основные листовые конструкции доменной печи — кожух и свечи газоотводов доменного газа (рис. 8. 1, *б*).

Кожух доменной печи предназначен для того, чтобы служить обоймой для футеровки, обеспечивать герметичность и являться опорой для примыкающих конструкций и элементов (свечей, холодильников и др.). Кожух должен быть гладким, прочно-плотным, доступным для осмотра и сконструирован так, чтобы иметь возможно меньше концентраторов напряжений. В качестве примера кожуха современной доменной печи на рис. 8.2 показана геометрическая схема типовой доменной печи объемом 2700 *м*³, впервые примененной на Криворожском металлургическом заводе и являвшейся крупнейшей в мире.

Кожух печи решен самонесущим с возможным опиранием шахты на четыре колонны горна при ремонте и наружным кольцом вместо моратора (без уступа кожуха). Кожух отделен от площадок печи копра и надколошникового устройства. Основные элементы доменной печи (лещадь, горн, заплечики, распар, шахта и колошник) приведены на рис. 8.2, *а*, где показаны также примерные температуры внутри печи.

Материалом несущего кожуха принята низколегированная сталь марки 10Г2С1 (МК) по ГОСТ 5520—62 с дополнительными гарантиями ударной вязкости при температуре —40° С. Эта сталь поставляется при толщинах более 25 *мм* в термически обработанном состоянии. Для кожухов доменных печей применяется также природнолегированная сталь 15ХСНД по ГОСТ 5058—65. Другие марки низколегированной стали могут применяться при наличии соответствующего обоснования и необходимых условий.

Углеродистая сталь обыкновенного качества для несущих кожухов доменных печей перестала применяться примерно с 1957—1958 гг.

Для сварки несущего кожуха из низколегированной стали применяются электроды типа Э50А.

Для желобов, козырьков и других менее ответственных элементов конструкции применяется сталь Ст. 3 углеродистая обыкновенного качества, спокойная или полуспокойная, для сварных конструкций — с дополнительными гарантиями (загиб в холодном состоянии, ударная

---

*В ЦНИИПроектстальконструкция разработаны «Нормы и технические условия проектирования стальных конструкций доменных цехов и газоочисток» (ред. 1962 г.) и «Указания по проектированию газовых сетей металлургических заводов». Эти документы действуют в пределах объединения Союзметаллостройниипроект и Госстроем СССР еще не утверждены.

вязкость и др.) в зависимости от условий. Для сварки такой стали применяются электроды типа Э42А.

Все соединения листов несущего кожуха свариваются встык равнопрочным швом. Как заводские, так и монтажные соединения выполняются с применением автоматической (обыкновенной или электрошлаковой) сварки, за исключением монтажных горизонтальных кольцевых швов на вертикальной поверхности, выполняемых в рабочем положении при соединении между собой укрупненных монтажных элементов — царг от отметки 11700 и выше (рис. 8.2, *а*). Эти швы выполняются с применением полуавтоматической сварки в струе инертного газа. Ранее они выполнялись вручную высококвалифицированными сварщика-

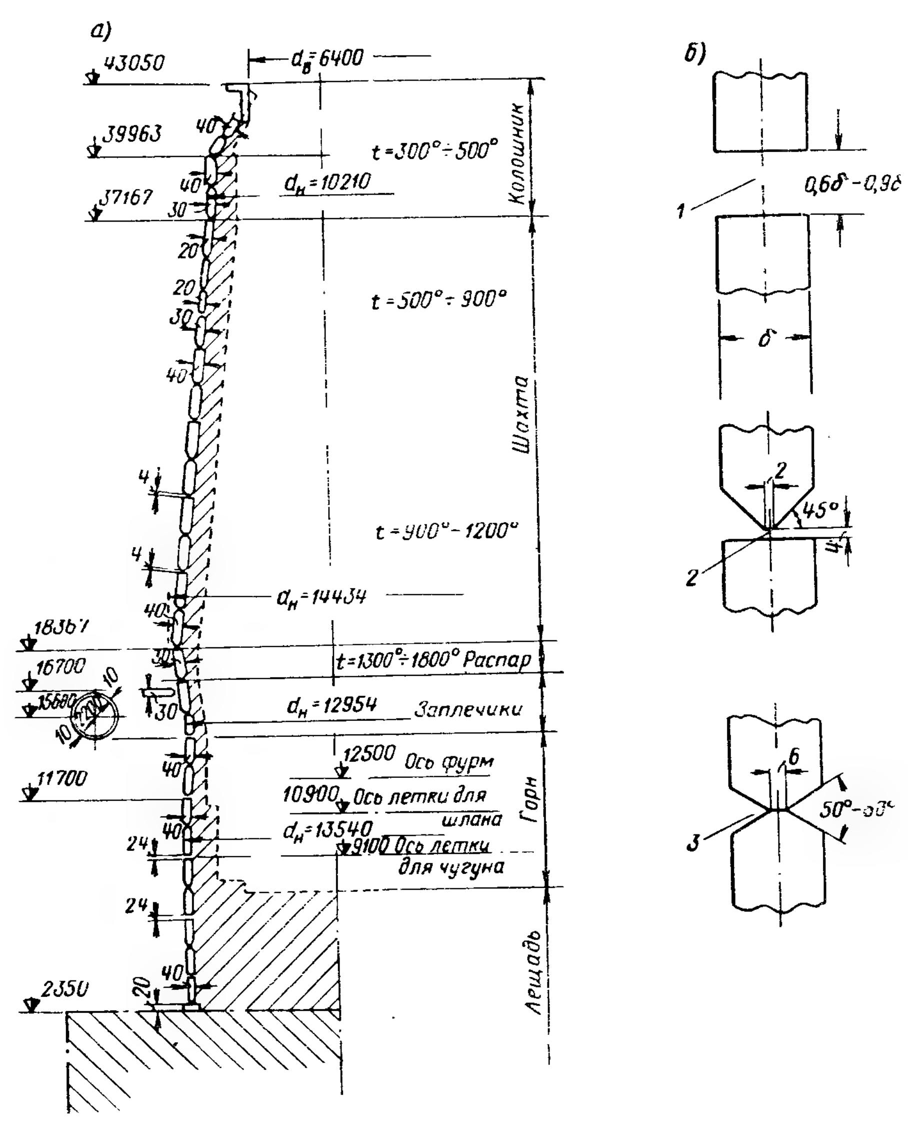


Рис. 8.2. Геометрическая схема кожуха типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$ и ее внутренний технологический профиль (пунктиром) с обозначением основных зон

а — общий вид — вертикальный разрез; *б* — детали разделки листов под сварку; *1* — для электрошлаковой сварки; *2* — К-образный шов для полуавтоматической сварки в струе инертного газа; *3* — Х-образная разделка для автоматической (заводской) сварки

ми по специально разработанному технологическому процессу при повышенном контроле качества.

Ниже отметки 11700 (в зоне горна и лещади) все швы выполняются автоматической сваркой. Для электрошлаковой сварки горизонтальных швов применяется кантовка конструкций на 90° при укрупнительной сборке, что позволяет выполнять шов в вертикальном положении.

Листовые конструкции кожуха печи поступают на площадку с завода — изготовителя металлоконструкций в виде «скорлуп», состоящих из двух листов каждая. На монтажной площадке до подъема в рабочее положение производится укрупнительная сборка конструкций. До отметки 11700 (рис. 8.2, *а*) укрупненными монтажными единицами являются «картины» высотой по 9350 *мм* и длиной, равной одной длине листа. Выше отметки 11700 *мм* монтаж ведется «царгами». Длина «царги» равна всей длине окружности, а высота — двум ширинам листа. Все вертикальные швы выполняются на монтаже с помощью электрошлаковой сварки. Разделка листов под сварку показана на рис. 8.2, *б*.

Все сварные соединения симметричны относительно срединной поверхности листов (во избежание несимметричных усадок при сварке).

Для несущего кожуха рационально применять листы возможно наибольшей длины и ширины, но с учетом возможностей конкретных заводов — поставщиков металла. Проектирование листовых конструкций доменных печей ведется по первому и третьему предельным состояниям из условий прочности и трещиностойкости.

Как известно, трещиностойкость не во всех случаях может быть количественно оценена расчетом. Однако имеются достаточные возможности для качественной оценки трещинообразования и правильного проектирования.

Как показала практика эксплуатации футерованных сосудов под давлением (а также доменных печей), появление небольшого количества трещин еще не означает аварийного состояния и может быть устранено. Появление значительного количества трещин в результате сниженной трещиностойкости может привести печь в состояние, непригодное к эксплуатации, или даже к аварийному состоянию.

В этом отношении доменная печь отличается от нефутерованной оболочки под давлением, где появление трещины соответствует аварийному состоянию. Кожух доменной печи имеет много отверстий и вырезов, ослабляющих его и являющихся потенциальными концентраторами напряжений, которые снижают трещиностойкость конструкций. К ним относятся прежде всего вырезы для чугунных и шлаковых леток, фурменные отверстия, амбразуры и отверстия для холодильников и приборов испарительного охлаждения, различные люки, лазы, примыкания и т. п. Следует рекомендовать:

а) по возможности уменьшать количество отверстий и их размеры;

б) разработать крепление холодильников изнутри с меньшими вырезами кожуха;

в) отверстия делать круглыми или с закруглениями в углах и по торцам;

г) ослабления по возможности компенсировать по прочности и по плотности, однако следить, чтобы при устройстве усилений не создавалось новых, еще более опасных очагов концентрации напряжений;

д) окаймление отверстий для леток, фурм, холодильников, лазов и других вырезов необходимо разрабатывать со всей тщательностью и применять для них типовые детали или специальные нормали.

Локальные (местные) силовые и температурные воздействия на кожух создают места концентрации напряжений и снижают трещиностойкость конструкции, даже если выполнен соответствующий расчет (см. главу 19).

Учитывая сказанное, следует:

а) не допускать передачи на кожух сосредоточенных сил;

б) не допускать непосредственной передачи на кожух температурного распора от футеровки ни по всему периметру, ни местного; передачу осуществлять через упругую набойку с характеристиками согласно расчету прочности;

в) в зоне леток обеспечивать эффективную термозащиту и конструктивную форму с закруглениями и применением жаростойких материалов во избежание трещин, возникающих в этой зоне чаще, чем в других местах;

г) избегать выступов и всяких конструктивных элементов, препятствующих свободному относительному перемещению по вертикали кожуха и футеровки;

д) передачу температурного распора в радиальном направлении в системе кожух — холодильники — набойка — футеровка конструктивно обеспечивать в соответствии с расчетом и равномерной передачей сил (не допуская упоров в отдельных точках и выступов кладки).

Краевой эффект хотя и поддается расчету (см. главу 19), все же связан с возникновением известной концентрации напряжений и поэтому его следует по возможности избегать, не допуская резких переломов образующих кожуха; перепады толщин должны быть плавными.

Элементы доменной печи представляют собой комбинированные системы, напряженное состояние которых зависит как от технологического процесса, так и от взаимодействия элементов, определяемого конструктивным решением.

Технологические условия эксплуатации, как и конструктивные решения, не одинаковы для отдельных участков доменной печи и переменны во времени. Многое зависит от состояния конструкций: разгара кладки, постепенного выхода из строя холодильников, увеличения количества трещин и других изменений по ходу кампании.

Это делает напряженное состояние доменных печей весьма сложным и нестационарным. При расчетах прочности может ставиться вопрос не о значениях напряжений, а лишь о возможных пределах их изменений (с учетом того, что многое еще и недостаточно изучено).

Расчет прочности конструкций доменного комплекса представляет известные трудности. На листовые конструкции доменной печи, кроме постоянных нагрузок, воздействуют: внутреннее газовое давление, распор шихты, гидростатическое давление расплавленного чугуна и шлака в нижней зоне горна и в зоне лещади, температурный распор футеровки и холодильников, различные воздействия от оборудования и ветровые нагрузки.

Несмотря на специфику конструкций и условий работы доменного комплекса, все расчеты прочности выполняются на базе общих прикладных методов строительной механики оболочек и пластин, изложенных применительно к металлическим листовым конструкциям в соответствующих главах книги (см. главы 7, 16—21).

Эффект от внутреннего давления в доменной печи, как и в футерованном сосуде, существенно отличается от эффекта давления в пустом сосуде. Футеровка значительно смягчает этот эффект, и возникновение некоторого количества трещин в кожухе печи не приводит к взрыву или бурному процессу разрушения. Газ, выходящий через трещины из печи, вытекает спокойно и, будучи зажженным, горит спокойным факелом.

Для исправного состояния кладки доменной печи в начале ее кампании считается, что в зону лещади газ вообще не проникает (давление там равно нулю); в зоне горна, заплечиков и распара нормативное давление принимается в половинном размере (т. е. равно 0,5 $p_н$); для верха шахты и колошника принимается полное нормативное давление $p_н$; в остальных горизонтах шахты (между низом ее и верхом) давле-

ние меняется от 0,5 $p_н$ до величины $p_н$ по линейному закону (см. рис. 8.2, *а*). Для второго состояния кладки, при котором она подверглась существенному разгару, по всей высоте принимается полное нормативное давление $p_н$. При этом применяются обычные расчетные формулы для безмоментного состояния (см., например, главу 19) и соответствующие коэффициенты методики расчета по предельным состояниям согласно действующим нормам проектирования.

Нагрузка кожуха от распора шихты в практике проектирования определяется по эмпирическим формулам. Обозначим ее нормативное значение через $q_н^ш$, *кГ/см²*.

Для исправного состояния кладки в начале кампании для зоны распара и заплечиков принимается

$$q_н^ш = 0{,}05d, \tag{8.1}$$

где d — внутренний диаметр футеровки в *м*.

Для кладки, претерпевшей разгар (второе состояние кладки), принимается:

$$\text{для заплечиков } q_н^ш = 0{,}35d; \tag{8.2}$$

$$\text{для распара } q_н^ш = 0{,}1d. \tag{8.3}$$

Нагрузка от гидростатического давления расплавленного чугуна $q_н^г$, *кГ/см²* определяется по формуле

$$q_н^г = 0{,}75h, \tag{8.4}$$

где h — высота в метрах от рассматриваемого горизонта до оси фурменных отверстий.

При этом следует иметь в виду, что рассматриваемый горизонт может с течением времени оказаться ниже проектного верха лещади вследствие разрушения кладки и проникания чугуна в глубь лещади.

Необходимо учитывать также работу комбинированных систем при изменяющихся параметрах. Такими параметрами могут быть как силовые или температурные воздействия, так и физические свойства материалов.

На основании приведенных данных можно определить возможные пределы изменения напряжений с учетом крайних значений нагрузок и пределов изменения физических свойств материалов.

В работах [121, 81, 97, 130] приведены некоторые практические рекомендации для расчета отдельных частных комбинированных доменных систем на температурные воздействия с учетом изменения физических свойств материалов.

Однако при использовании этих рекомендаций необходимы критический подход и осторожность, поскольку задача о вязкой прочности комбинированных систем в нестационарном и переменном температурном поле еще не решена.

Исходный критерий для расчета доменных комбинированных систем, состоящих из стального кожуха, холодильников, набойки и футеровки, заключается в следующем. При использовании решений и уравнений, применяемых при исследовании температурных задач (гл. 20), необходимо предполагать, что кожух сжимает кладку только в пределах, необходимых для устранения возможности появления в ней трещин. Излишние (сверх этого) усилия и напряжения приводят к ускорению разгара кладки и необоснованному утолщению кожуха, что снижает его трещиностойкость и другие полезные физические качества. Регулирующим составным элементом является набойка, податливость которой при заданной нагрузке (коэффициент постели) должна проектироваться на основании данных, полученных при расчете комбинированной системы. Набойка входит в эту систему как составная часть.

Без выполнения последнего условия отсутствуют гарантии возникновения в натуре проектного напряженного состояния, что снижает эксплуатационные качества и срок службы доменной печи.

Нагрузки, коэффициенты расчета по предельным состояниям и нормы проектирования отражены в нормах проектирования и в литературе, перечисленной в § 1.

§ 3. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ, ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ И ГАЗОВОЗДУХОПРОВОДЫ

Воздухонагреватели

Воздухонагреватели представляют собой замкнутые стальные цилиндрические сосуды под давлением с плоскими днищами и куполами в виде полусфер, заанкеренные в основание (рис. 8.3).

Изнутри устанавливается периферийная огнеупорная футеровка для защиты кожуха от воздействия высоких температур. Кроме периферийной футеровки внутри имеется вертикальная кирпичная камера горения; остальное пространство заполнено насадкой, представляющей собой массив огнеупорной кладки с вертикальными прямолинейными каналами сечением примерно 60×60 *мм* каждый и длиной на всю высоту насадки (около 40 *м*).

Воздухонагреватели предназначены для нагрева воздуха и подачи горячего дутья в доменную печь. Процесс состоит из двух циклов: цикл подготовки и цикл дутья. Во время цикла подготовки предварительно очищенный доменный газ подается по газопроводу чистого газа через газовую горелку на отметку 14 000 (рис. 8.3) в камеру горения, где сгорает. Горячие газы по камере горения поднимаются в подкупольное пространство и далее опускаются вниз по каналам насадки; затем через поднасадочное устройство, дымовой клапан и дымоотвод отходящие газы при температуре 150—400° С уходят по дымовой трубе в атмосферу. Поток газов в подготовительном цикле показан на рис. 8.3 одинарными стрелками. Во время цикла дутья подача чистого газа прекращается, и из газопровода холодного дутья через клапан холодного дутья на отметке 1700 подается в воздухонагреватель воздух, поток которого идет в обратном направлении (по сравнению с подготовительным циклом) и показан двойными стрелками на рис. 8.3. Проходя через раскаленную насадку, затем подкупольное пространство и камеру горения, воздух нагревается и через клапан горячего дутья на отм. 19 000 (рис. 8.3) по воздухопроводу горячего дутья попадает в кольцевую трубу горячего дутья (поз. *10*, рис. 8.1) и далее через фурменные приборы вдувается в доменную печь. В то время как действует один воздухонагреватель, остальные подготовляются к действию.

Основные конструктивные и технологические характеристики типовых воздухонагревателей приведены в табл. 8.3.

При температуре дутья свыше 1000° С воздухонагреватели считаются высокотемпературными.

Между кирпичной периферийной футеровкой и стальным кожухом расположена податливая набойка, назначение которой смягчать влияние температурного распора (как и у аналогичных конструкций доменной печи).

Объем пустот (заполненных воздухом под давлением) равен примерно 25% геометрического объема, ограниченного стальным кожухом.

Цилиндрическая часть кожуха доставляется с завода-изготовителя и монтируется царгами, имеющими длину на всю окружность и высоту, равную трем ширинам листа. Все заводские вертикальные и горизонтальные швы царг толщиной 12 *мм* выполняются автоматической сваркой без скоса кромок согласно табл. 3 ГОСТ 8713—58. Для изготовле-

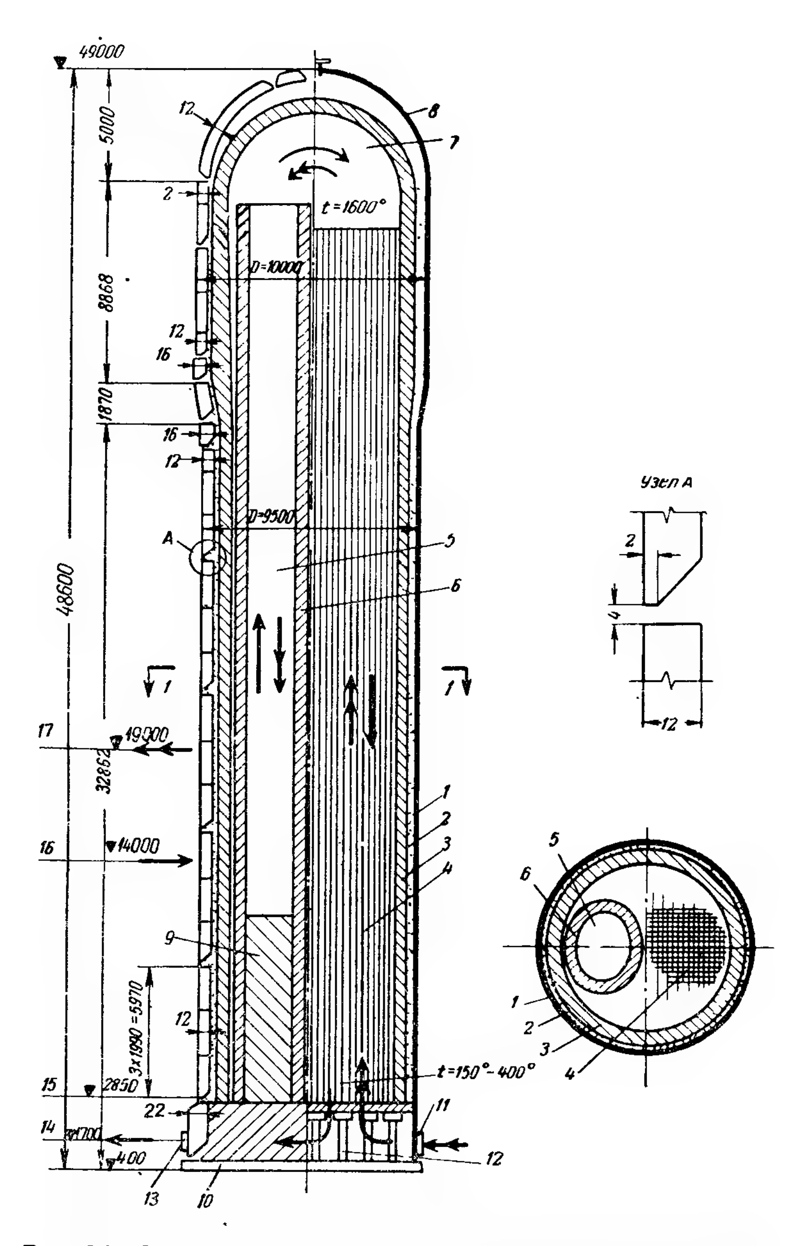


Рис. 8.3. Схема устройства воздухонагревателя и геометрическая схема кожуха типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$

1 — стальной кожух; *2* — податливая набойка; *3* — огнеупорная периферийная футеровка; *4* — массив насадки из огнеупорного кирпича с продольными каналами; *5* — камера горения доменного газа; *6* — футеровка камеры горения; *7* — подкупольное пространство; *8* — стальной кожух купола; *9* — сплошной кирпичный массив; *10* — стальное днище воздухонагревателя; *11* — клапан холодного дутья; *12* — поднасадочное устройство; *13* — дымовой клапан; *14* — отметка дымового клапана и клапана холодного дутья; *15* — отметки верха поднасадочного устройства и низа насадки; *16* — отметка газовой горелки; *17* — отметка клапана горячего дутья; узел *А* — деталь разделки под ручную сварку

Таблица 8.3

Объем печи в $м^3$	Год выпуска проекта	Число воздухонагревателей на одну печь	Диаметр в *мм*	Высота в *м*	Избыточное давление у фурм в $кГ/см^2$	Температура нагрева под куполом в *град*	Температура дутья в *град*	Толщины листов в *мм*				Сталь
								купол	цилиндрическая часть	нижний пояс цилиндрической части	днище	
1033	1954	3	8500	33,99	2,8	1100	950	14	14	24	24	Сталь 3 спокойная с дополнительными гарантиями
1386	1954	3	9000	45,96	3	1100	950	14	14	24	20	То же
1513	1955	3	9000	48,35	3	1150	1000	14	14	24	20	»
1719	1957	4	9000	36	3	1200	1000	14	14	24	20	»
1719	1958	4	9000	37,65	3	1500	1200	10	15	16	16	14Г2 по ЧМТУ/ЦНИИЧМ54-58
2000	1960	4	9000	44,60	3,5	1500	1200	11	11	18	18	То же
2700	1965	4	9500 (10 000)	48,80	5	1600	1400	12	12 (16—конус)	22	12	10Г2С1(МК) по ГОСТ 5520—62

ния и монтажа царг воздухонагревателя применяется метод сворачивания (двойного упругого деформирования), предложенный Г. В. Раевским.

Вертикальные монтажные замыкающие швы царг варятся обычно вручную с повышенным контролем качества. Кольцевые монтажные швы царг варятся также вручную с V-образной разделкой, с подваркой корня шва (рис. 8.3).

Нижний цилиндрический пояс толщиной 22 *мм* доставляется на площадку с завода-изготовителя скорлупами, сваренными автосваркой по два листа вдоль длинной кромки с симметричной разделкой кромок под сварку с двух сторон согласно табл. 21 ГОСТ 8713—58.

Вертикальные монтажные швы для соединения «скорлуп» нижнего утолщенного пояса могут быть выполнены с применением электрошлаковой сварки или вручную. В зоне конического перехода от диаметра 9,5 *м* на диаметр 10 *м* предусмотрены листы толщиной 16 *мм*, доставляемые на площадку россыпью и свариваемые вручную односторонним швом с V-образной разделкой и подваркой корня (рис. 8.3).

Перепад диаметров в воздухонагревателях доменной печи объемом 2700 $м^3$ связан с увеличением толщины футеровки в верхней части, вызванным повышением температуры под куполом до 1600° (внизу температура по-прежнему падает до 150—400°). Перепады диаметров воздухонагревателей для доменных печей меньших объемов не осуществлялись, так как температура под куполом не превышала 1500° (см. табл. 8.3). Перепад диаметров отрицательно сказывается на работе металлоконструкций.

Листы купола толщиной 12 *мм* доставляются на площадку сваренными попарно с применением заводской автоматической сварки; при этом кромки свариваемых листов идут без скоса согласно табл. 3 ГОСТ 8713—58. Монтажные швы купола варятся вручную с V-образной разделкой кромок (рис. 8.3).

Все сварные швы кожуха воздухонагревателя равнопрочны основному металлу с механическими характеристиками, не ниже предусмотренных для сварки электродами типа Э50А.

Внутренняя поверхность кожуха должна быть гладкой, и все выступающие монтажные элементы должны быть удалены. Выше подnaсадочного устройства от отметки 2850 (рис. 8.3) кладка и отдельные кирпичи не должны подходить вплотную к кожуху. Соблюдение этих требований необходимо для предупреждения перенапряжений и концентрации напряжений, не предусмотренных проектом.

Кожух заанкерен в фундамент 12 анкерами, каждый из которых представляет собой полосу сечением 400×25. Анкеры крепятся к нижнему утолщенному поясу кожуха воздухонагревателя равнопрочным швом.

Воздухонагреватели несут нагрузку от сил тяжести, внутреннего давления, температурного распора и ветрового скоростного напора. Они имеют аналогичную доменной печи комбинированную конструктивную систему из стального кожуха, футеровки и податливой набойки между ними.

Однако геометрическая форма кожуха воздухонагревателя проще, чем у доменной печи; отсутствуют холодильники и количество вырезов несколько меньше. Основные вопросы методики расчета прочности аналогичны описанным в § 2 для доменной печи.

Пылеуловитель

Пылеуловитель представляет собой замкнутый вертикальный стальной футерованный сосуд на четырех опорах, предназначенный для улавливания содержащейся в доменном газе пыли в целях первичной его очистки. На общей схеме цеха (рис. 8.1) показаны расположение и общий вид пылеуловителя (поз. *5*).

Доменный газ поступает в пылеуловитель из доменной печи через свечи *17* и наклонный газоотвод *13* (рис. 8.1). Далее (пройдя через пылеуловитель) доменный газ следует к газоочистке по газопроводу получистого газа (см. рис. 8.4).

Количество пылеуловителей на одну доменную печь колеблется от трех до одного. В современных доменных печах перешли на систему газоочистки с одним пылеуловителем.

Кожух пылеуловителя имеет цилиндрическую форму с коническими днищем и верхом. В месте перехода от конуса к цилиндру применяется торообразная или коническая вставка несколько увеличенной толщины вследствие краевого эффекта в месте перегиба образующих сосуда. Общий вид кожуха пылеуловителя типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$ и его геометрическая схема показаны на рис. 8.4.

По оси пылеуловителя в его верхней части расположена центральная труба, к которой примыкает наклонный газоотвод и внутри которой имеется отсекающий клапан (для отключения пылеуловителя от печи).

Доменный газ вначале направляется вниз, где пыль оседает; затем газ вновь поднимается к верхним отметкам пылеуловителя и идет в газоочистку.

На трубопроводе к газоочистке имеется вертикальная труба-свеча с атмосферным клапаном для продувки пылеуловителя. Пыль периодически удаляется через отверстие в нижнем конусе. В пылеуловителе типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$ (рис. 8.4) запроектирована полистовая сборка и ручная сварка кожуха.

Материалом пылеуловителя служит сталь марки 10Г2С1 (МК) по ГОСТ 5520—62 с дополнительной гарантией ударной вязкости, уточняемой по характеристикам при привязке типового проекта; электроды типа Э50А.

Пылеуловитель имеет тонкую футеровку (полкирпича или огнеупорный бетон толщиной 60 *мм*), которая кроме термозащиты предохраняет стенки от истирания пылью. Верхний конус футеруется стальной броней.

Центральная труба изнутри футеруется кирпичом, снаружи — стальной броней. Вырезы и другие места, подверженные интенсивному истиранию, также футеруются стальной броней. Футеровка поддерживается каркасом (кольца и продольные ребра) из двутавров № 14 и по-

лосовой стали сечением 110×10. Каркас футеровки также служит элементами жесткости против потери устойчивости оболочки пылеуловителя при вакууме. Пылеуловитель имеет четыре опоры. Деталь опорного узла приведена на рис. 8.4, *б*.

Пылеуловитель подвергается следующим нагрузкам: постоянные нагрузки, внутреннее газовое давление (такое же, как на колошнике доменной печи, см. табл. 8.1), вес пыли, температурные воздействия, давление ветра. Кроме этого, в некоторых доменных печах пылеуловитель используется в качестве дополнительной опоры монтажной балки копра, опоры для блока, предназначенного для оттягивания грузов

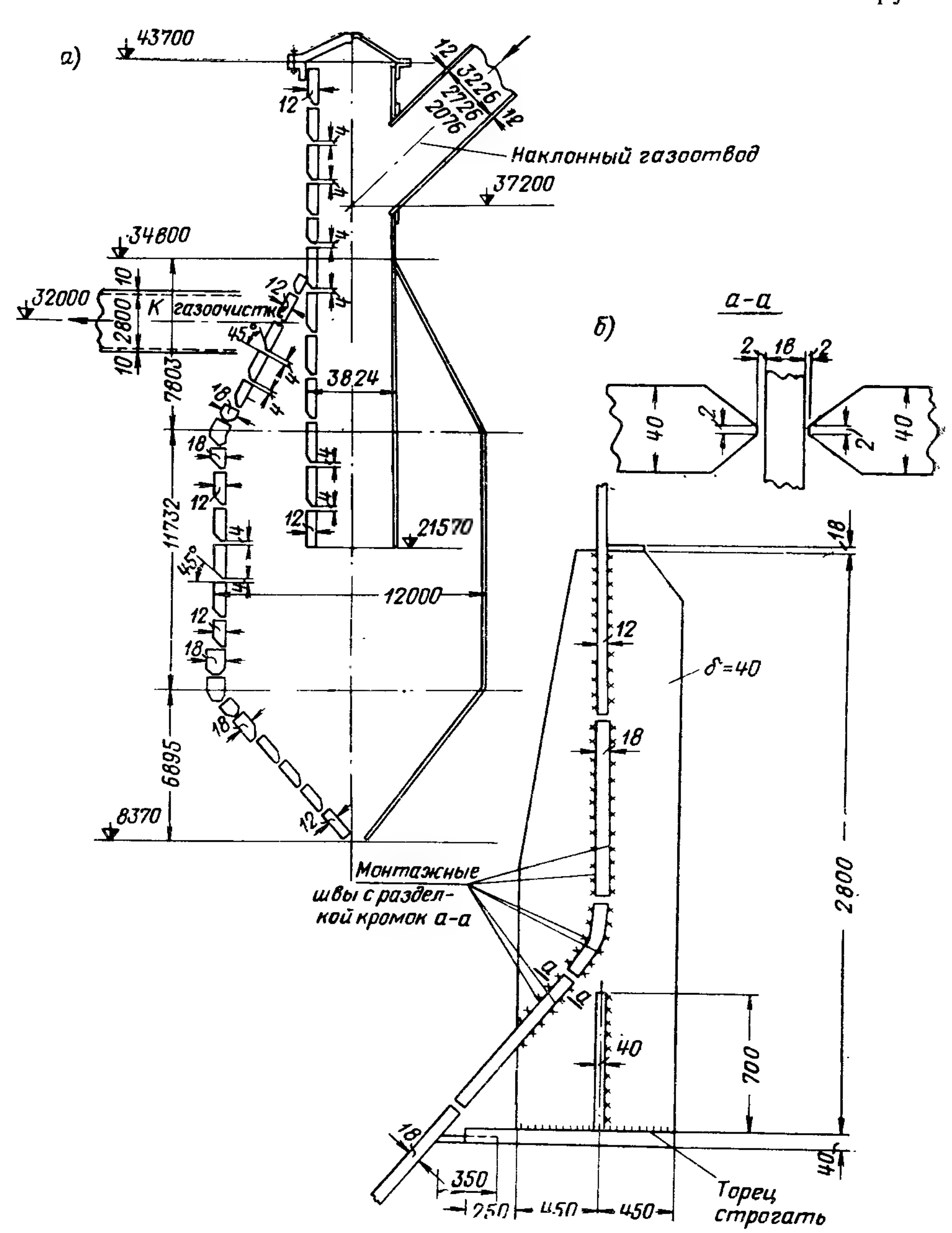


Рис. 8.4. Общий вид и геометрическая схема кожуха пылеуловителя типовой доменной печи 2700 $м^3$

а — общий вид; *б* — деталь опоры

при подъеме их на колошник, и т. п. Пылеуловитель представляет собой конструктивный элемент статической системы, состоящей из доменной печи, свечей, наклонного газоотвода и самого пылеуловителя. Кожух пылеуловителя рассчитывается общими методами строительной механики.

Газовоздухопроводы

Газовоздухопроводы, расположенные в пределах доменного цеха, имеют достаточно сложные трассы, значительный диапазон изменения диаметров и толщин, большое количество перегибов и различных примыканий. На рис. 8.5 показаны некоторые характерные узлы этих газовоздухопроводов. Данные по газовоздухопроводам приводятся ниже применительно к типовой доменной печи объемом 2700 *м*³:

а) газопровод грязного газа состоит из свечей *17* и наклонного газоотвода *13* (рис. 8.1), по которым доменный газ поступает из печи в пылеуловитель. Трубы этого газопровода футерованные; наружные диаметры $D_н$=2100, 2750 и 3250 *мм*; толщина 12 *мм*. Материал — сталь марки ВМСт.3сп по ГОСТ 380—60* для сварных конструкций с гарантией загиба в холодном состоянии и ударной вязкости; сварка электродами типа Э42 по ГОСТ 9467—60;

б) газопроводы получистого газа предназначены для подачи газа, предварительно очищенного в пылеуловителе в межконусное пространство. Эта подача необходима в процессе загрузки печи и шлюзования давления в чаше загрузочного аппарата. Газопроводы состоят из труб с наружным диаметром 820, 720, 529 и 426 *мм*, толщиной 10 и 8 *мм* — прокатных или сварных, поставляемых как готовое изделие металлургическими заводами. Материал — сталь 20 по ГОСТ 1050—60;

в) газопроводы получистого газа проходят от пылеуловителя к газоочистке.

Начало такого газопровода и его размеры показаны на рис. 8.4 (на отметке 32000). Материал — тот же, что и для газопроводов грязного газа;

г) газопровод чистого газа служит для подачи его в камеру горения воздухонагревателя и имеет диаметр $D_н$=1720 *мм* и ответвления $D_н$=132 *мм* при толщине 8 *мм*.

Материал — тот же, что и для газопроводов грязного газа. Кроме того, применяют и кипящую мартеновскую сталь, что едва ли рационально с точки зрения как надежности, так и унификации поставок стали. В системе газопроводов чистого газа применяются также готовые трубы диаметром 273 и 529 *мм* из стали 20 по ГОСТ 1050—60;

д) воздухопроводы холодного дутья для подачи воздуха в воздухонагреватели имеют наружные диаметры 1620, 1420 и 1020 *мм* при основной толщине 10 *мм* с увеличением толщины в местах примыканий и пересечений до 16 *мм*. Материал — сталь 3 мартеновская, углеродистая, обыкновенного качества, спокойная марки ВМСт.3сп по ГОСТ 380—60* для сварных конструкций с дополнительными гарантиями загиба в холодном состоянии и ударной вязкости; сварка электродами типа Э42 по ГОСТ 9467—60;

е) воздухопроводы горячего дутья предназначены для подачи горячего дутья из воздухонагревателей в доменную печь и имеют диаметры $D_н$=2720, 2262 и 2220 *мм*; основная толщина 10 *мм* с местными утолщениями до 16 и 20 *мм*. В их состав входит также кольцевая труба горячего дутья вокруг печи, к которой крепятся фурмы. Воздухопроводы футеруются шамотным кирпичом. Они изготовляются из стали марки ВМСт.3сп по ГОСТ 380—60* для сварных конструкций с гарантиями загиба в холодном состоянии и ударной вязкости.

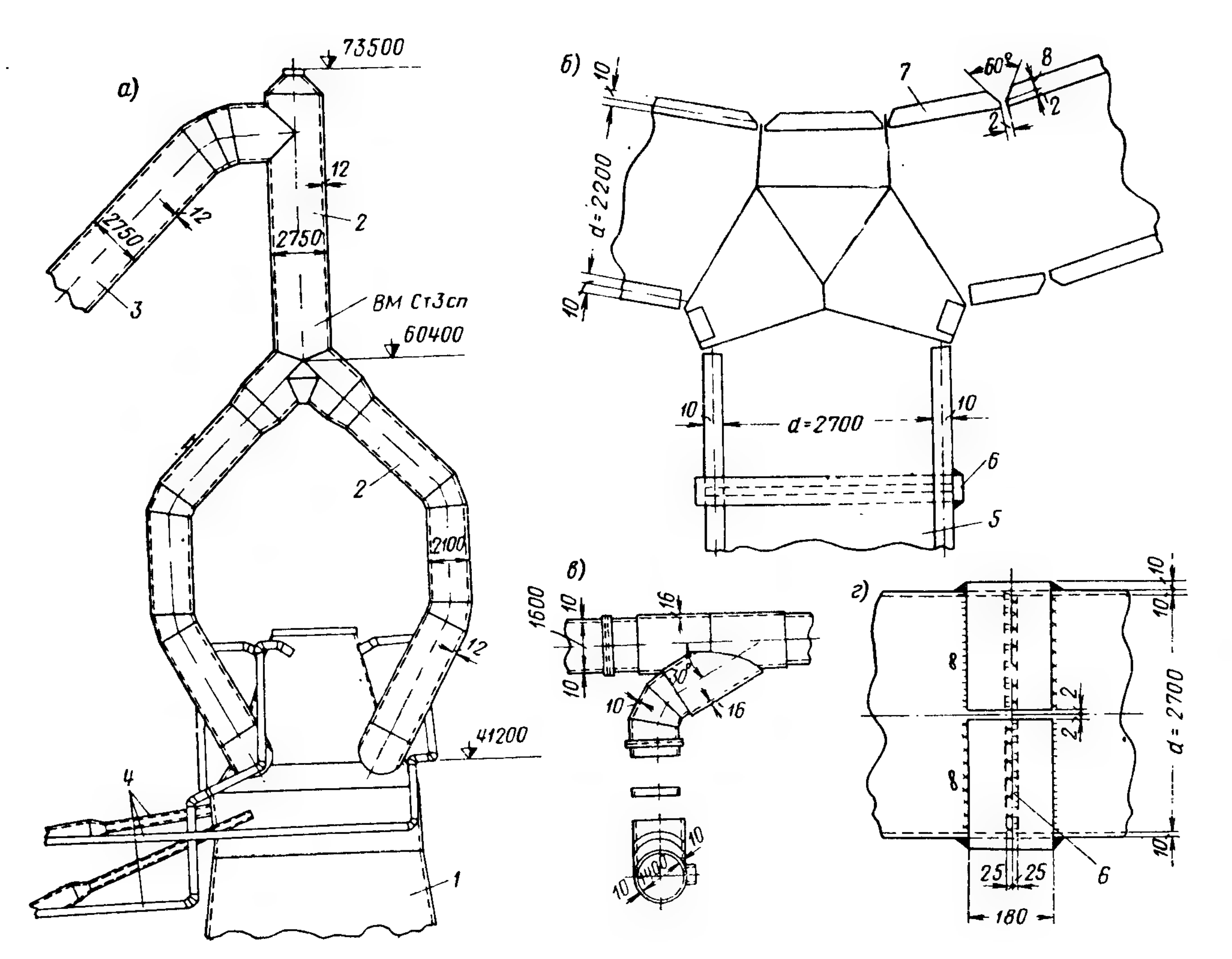


Рис. 8.5. Конструкции и детали газовоздухопроводов доменного цеха

а — газопроводы грязного и получистого газа; *б* — узел воздухопровода горячего дутья; *в* — участок воздухопровода холодного дутья; *г* — деталь стыка на полубандажах воздухопровода горячего дутья; *1* — колошник доменной печи; *2* — свечи газоотвода грязного газа; *3* — наклонный газоотвод грязного газа; *4* — газопроводы получистого газа в межконусное пространство на куполе печи; *5* — прямолинейный участок воздухопровода горячего дутья; *6* — монтажный стык на полубандажах; *7* — кольцевая труба горячего дутья

Основные нагрузки трубопроводов: внутреннее давление, температурные воздействия, собственный вес, осадки пыли и гололеда, технологические воздействия от работы в системе совместно с другими конструкциями и атмосферные воздействия.

Нормы проектирования и ссылки на литературные источники приведены в главе 9, где даны также решения некоторых несимметричных задач о прочности трубопроводов под давлением, пересекающихся под углом и защемленных под углом. Решения симметричных задач на силовые воздействия, а также несимметричных задач о локальных (местных) воздействиях в упругой и упруго-пластической области приведены в гл. 19, решения температурных задач—в гл. 20, расчет колец жесткости — в гл. 9.

§ 4. КОНСТРУКЦИИ ГАЗООЧИСТКИ

Схема основных сосудов газоочистки (скрубберов и электрофильтров) применительно к типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$ показана на рис. 8.6. Количество сосудов и их расположение могут меняться в зависимости от технологических условий. Диаметры сосудов удалось унифицировать как между собой, так и с диаметрами воздухонагревателей.

Верх и низ скрубберов и электрофильтров в типовых доменных печах объемами 1033, 1386, 1513, 1719 и 2000 $м^3$ выполнялись коническими. У типовой газоочистки доменной печи объемом 2700 $м^3$ купол принят сферический, а низ конический. Для перехода от цилиндрической части к конической применяются конические переходные вставки. В настоящее время делается плавный переход в виде торообразной вставки или вставки в виде усеченной сферы.

Плавный переход смягчает краевой эффект и более рационален как по условиям статической работы, так и по весу конструкций.

В скруббере доменный газ очищается от доменной пыли, проходя через завесу из водяной пыли. При этом газ охлаждается до 40—50° С. Для более тонкой очистки газ попадает в электрофильтр (снизу) и проходит через электростатическое поле, где частицы пыли получают электрический заряд, в результате чего притягиваются к осадительным

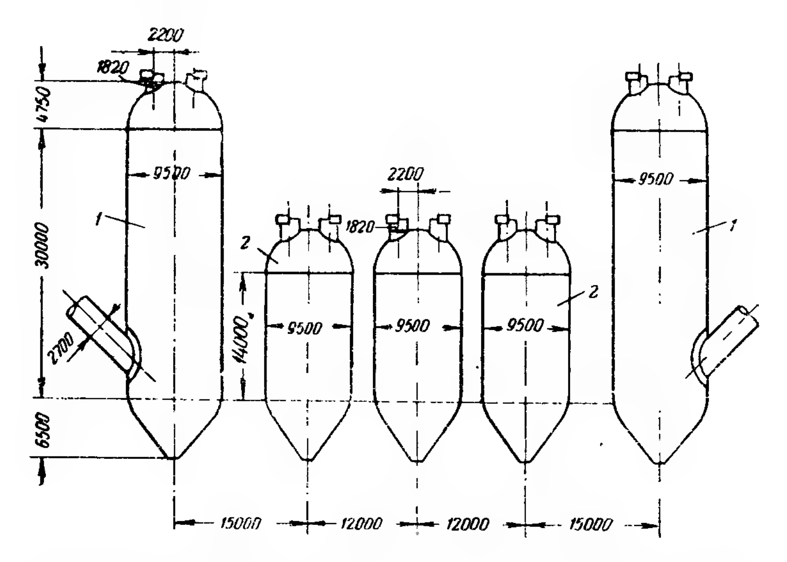


Рис. 8.6. Схема расположения и генеральные размеры основных сосудов газоочистки типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$

1 — скруббер; 2 — электрофильтр

электродам, откуда смываются непрерывным потоком воды вниз в конусное днище и далее выходят наружу.

Листовые конструкции электрофильтра и скруббера отличаются только размерами цилиндрической части, а в основном они идентичны. Опирание на четыре стойки подобно опиранию пылеуловителей.

Раскрой листов бывает «вертикальный» и «горизонтальный» (соответственно положению длинной стороны листа). При «вертикальном» раскрое в натуре получаются переломы направляющей окружности; поэтому за последнее время вернулись к «горизонтальному» раскрою. При изготовлении и монтаже цилиндрической части скрубберов и электрофильтров применяется метод двойного упругого деформирования. Купол и днище поступают на площадку «скорлупами» и укрупняются на месте. Основные толщины листов скрубберов и электрофильтров типовой доменной печи объемом 2700 $м^3$, если применяется низколегированная сталь, равны 12—14 *мм*.

Расчетное внутренее давление такое же, как на колошнике печи (см. табл. 8.1).

Нормы проектирования и данные для расчета те же, что и перечисленные в § 2 и 3.

Расход стали на газоочистку для двух доменных печей приводится в табл. 8.4.

Таблица 8.4

Конструкция	Объем доменной печи и год выпуска проекта газоочистки							
	1033 $м^3$ (1956 г.)		1386, 1513, 1719 $м^3$ (1956 г.)		2000 $м^3$ (1960 г.)		2700 $м^3$ (1961 г.)	
	полный комплекс	неполный комплекс	полный комплекс	неполный комплекс	полный комплекс	неполный комплекс	полный комплекс	неполный комплекс (без электрофильтров)
Скрубберы	139	139	168	168	213	213	302	302
Электрофильтры	191	—	238	—	258	—	306	—
Газопроводы с водоотделителями (и циклонами при неполном комплексе)	182	142	234	200	230	242	264	176
Опоры газопроводов	39	32	44	34	30	21	33	24
Лестницы и площадки	215	123	248	120	238	142	244	150
Итого	766	436	932	522	969	618	1149	652

Глава 9
ТРУБОПРОВОДЫ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

§ 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Трубопроводы большого диаметра предназначены для транспортирования различных газов, жидкостей, сыпучих, пылевидных и разжиженных масс. Диаметр таких трубопроводов превышает 600 *мм*.

По своему назначению и виду транспортируемых масс, а также протяженности и типу конструкций трубопроводы разделяются на следующие основные группы.

Магистральные трубопроводы различных видов, а именно: газопроводы для подачи естественного или искусственного газа от места добычи или производства к промышленным центрам и населенным пунктам; нефтепроводы для транспортирования нефти или темных нефтепродуктов из районов добычи до резервных баз или от головной станции до нефтеперерабатывающих заводов; продуктопроводы (бензопроводы и др.), по которым подаются светлые нефтепродукты от места их производства до распределительных баз и потребителей; водопроводы и акведуки для транспортирования воды (без попутного разбора) от источников водоснабжения до водопроводных сооружений или от последних до разводящей сети водоснабжения.

Трубопроводы промышленных предприятий и силовых станций, являющиеся составной частью производственных агрегатов или обслуживающие их в пределах территории предприятия. К числу их относятся всевозможные газопроводы, воздухопроводы, пылепроводы, паропроводы, теплопроводы и т. п.

Трубопроводы гидротехнических сооружений (гидроэлектростанций, водохранилищ, шлюзов и т. п.).

Массопроводы для транспортирования гидроторфа на торфоразработках, различных сыпучих материалов на складах и промышленных предприятиях, золоудалители теплоэлектростанций и т. п.

Трубопроводы специального назначения — дюкеры и тоннели для прокладки внутри них (при пересечении различных преград) трубопроводов, теплосетей, электрокабелей и т. п. К ним же относятся различные самонесущие и поддерживающие трубопроводы, совмещающие несущие и ограждающие функции и другие специальные трубопроводы.

По месту укладки и типу опирания трубопроводы бывают: наземные, расположенные выше уровня земли на отдельных опорах; подземные, уложенные непосредственно на грунт в траншеях, канавах, насыпях, штольнях или на опоры в тоннелях и дюкерах; подводные, уложенные по дну водоемов и рек или в траншеях, прорытых на дне.

Трубопроводы делятся на напорные и безнапорные. В литературе и действующих нормах проектирования [46, 52, 116—119] дана подробная техническая классификация трубопроводов по назначению и условиям эксплуатации.

§ 2. МАГИСТРАЛЬНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Строительство магистральных трубопроводов получило особенно большое распространение за последние годы. В СССР построено и предстоит построить большое количество различных трубомагистралей, соединяющих промышленные центры с месторождениями природного газа, нефти и др.

При рациональном проектировании этих весьма металлоемких и трудоемких сооружений можно получить большой народнохозяйственный эффект.

Магистральные трубопроводы обычно имеют большую протяженность (сотни и даже тысячи километров) и нередко эксплуатируются при высоком давлении (до 50 *атм*). Характер трассы магистрального трубопровода часто требует подземной укладки, главным образом в траншеях и насыпях, реже — в штольнях, а в местах пересечений с транспортными магистралями и водными преградами — по специальным инженерным сооружениям.

Опирание трубопроводов может быть как сплошным по всей длине, так и на отдельные опоры. Для магистральных трубопроводов применяется главным образом сплошное опирание вдоль образующих. Опирание на спрофилированное земляное ложе (рис. 9.1) позволяет создать благоприятные статические условия для работы трубы. Рационально

применять угол охвата трубопровода спрофилированным ложем $2\alpha \geqslant 90°$. Опирание на жесткую бетонную или железобетонную сплошную опору (рис. 9.2) применяется только в отдельных случаях. При этом рекомендуется охват опорой дуги окружности трубы на угол $2\alpha \geqslant 130°$.

Формулы и графики для определения реактивных сил для случаев опирания трубопроводов на спрофилированное грунтовое и жесткое ложе, предложенные Г. К. Клейном [52], приведены на рис. 9.3.

Нагрузки трубопроводов от давления земли и сил, приложенных к ее поверхности, во многом зависят также от видов земляных выемок или насыпей, которые можно отнести к трем основным группам:

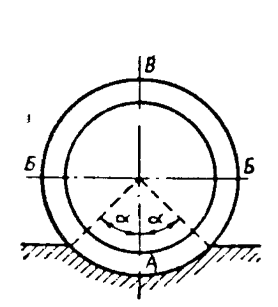


Рис. 9.1. Опирание трубопровода на спрофилированное грунтовое ложе

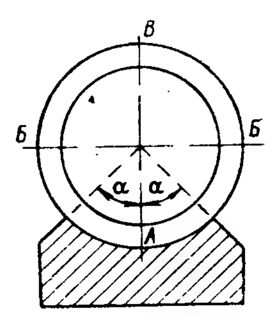


Рис. 9.2. Опирание трубопровода на железобетонную сплошную опору

а) траншеи — узкие по сравнению с глубиной разрабатываемые открытым способом выемки, в которых вес засыпки на дно и трубопровод передается не полностью; часть веса засыпки, аналогично тому как это бывает в силосах, удерживается трением о боковые стенки;

б) насыпи, возводимые над трубами, которые уложены на поверхности земли или в канавах, мелкие по сравнению с их шириной;

в) штольни, образуемые закрытой проходкой с проталкиванием труб через массив грунта без нарушения его структуры в горизонтах, расположенных над трубопроводом.

Конструкции стальных трубопроводов достаточно разнообразны. Проектирование их ведется на основании Строительных норм и правил, а также нормативных документов, выпускаемых в развитие СНиП.

Трубы бывают горячекатаные, холоднокатаные, горячетянутые, холоднотянутые и сварные из легированных, низколегированных, углеродистых сталей, а также нержавеющих сталей и сталей по специальным техническим условиям. Стандарты на прокат и материал труб, а также на сварные соединения перечислены в действующих нормах. Наиболее часто для строительства трубопроводов в насто-

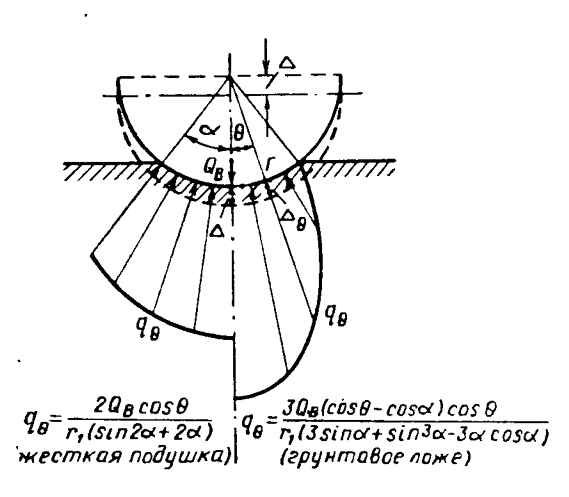


Рис. 9.3. Распределение опорных реакций при жесткой подушке и при грунтовом ложе

$Q_в$ — суммарная вертикальная реакция основания; r_1 — внешний радиус трубы

ящее время применяются: низколегированные стали — 10Г2; 10Г2СД, 14ХГС, 16ГН, 17ГС, Х5, Х5М, Х5ВФ, 12МХ, 12ХМ1Ф и 15ХМ; легированные стали — Х18Н10Т, ОХ21Н5Т и ОХ17Н16М3Т; углеродистые стали — 10, 20, Ст. 2, Ст.3 и Ст.4. Необходимые подробные характеристики сталей даны в нормах проектирования и стандартах. Наиболее ходовые диаметры магистральных трубопроводов большого диаметра равны 600—1200 *мм*.

Основным типом продольных и кольцевых заводских и монтажных соединений трубопроводов большого диаметра в настоящее время являются электросварные равнопрочные соединения встык.

Соединения трубопроводов на заклепках в настоящее время не применяются. Фланцево-болтовые соединения имеют применение только в местах примыкания оборудования.

Нагрузки, воздействия и их сочетания принимаются согласно методике предельных состояний, изложенной в СНиП II-А.11-62. Ниже приведены ссылки на методы определения нормативных значений характерных нагрузок и воздействий, входящих в группу основных сочетаний.

Собственный вес определяется по действительной величине. При сплошном опирании на горизонтальных прямых участках для труб $d \leqslant 600$ *мм* он может не учитываться.

Вес транспортируемой массы задается технологическим проектом.

Внутреннее давление в трубопроводе — наиболее существенная нагрузка, которой в основном определяется толщина стенок трубопровода.

Давление засыпки учитывается при диаметре труб более 200—300 *мм*. Вертикальное давление засыпки на стальные трубы, уложенные в насыпях, может быть определено по формуле

$$G_в = \gamma_з H D_1, \tag{9.1}$$

где $G_в$ — полная нагрузка от засыпки на единицу длины трубопровода;
$\gamma_з$ — объемный вес засыпки;
H — глубина засыпки от верха насыпи;
D_1 — наружный диаметр трубопровода.

Методы определения других нагрузок — от засыпки в различных случаях, от наружных сосредоточенных и динамических воздействий, от температурного перепада, от грунтовых вод, а также от других (в том числе особых и специальных) воздействий — приведены в книге Г. К. Клейна [52].

Определение расчетных напряжений. По найденным продольным и кольцевым нагрузкам и усилиям сначала определяются продольные и кольцевые напряжения трубопровода σ_1 и σ_2 (с учетом коэффициента перегрузки n и динамического коэффициента μ). Затем определяются приведенные напряжения $\sigma_{пр}$ по энергетической теории прочности. Условие прочности имеет выражение

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \leqslant Rm, \tag{9.2}$$

где m — коэффициент условий работы;
R — расчетное сопротивление;
σ_1 и σ_2 — соответственно большее и меньшее по алгебраическому значению напряжение, считая за плюс растяжение.

§ 3. ТРУБОПРОВОДЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Назначения и условия работы трубопроводов, входящих в рассматриваемую группу, весьма разнообразны. Остановимся главным образом лишь на некоторых общих их характерных особенностях.

Промышленные трубопроводы обычно имеют значительные диаметры (0,6—3 *м*), не очень большую протяженность (сотни метров,

иногда километры), относительно невысокое внутреннее давление по сравнению с давлением в магистральных трубопроводах (обычно в пределах до 4—5 *ати*) и искривленную как в плане, так и в пространстве трассу с большим количеством примыканий, задвижек, переходов от одного диаметра к другому и т. п.

Промышленные газопроводы, воздухопроводы, паропроводы и т. п. располагаются большей частью на отдельных опорах, обычно металлических. Нередко на одной трассе проходит несколько линий трубопроводов. В этом случае в пролете между основными опорами трубопроводы меньших диаметров подвешиваются к более крупным. Промежуточные опоры делаются плоскими или пространственно качающимися. Анкерные опоры представляют собой пространственные системы, защемленные в фундаменты, с опорными устройствами, снабженными ограничителями продольных перемещений.

Трубопроводы прикрепляются к опорам с помощью хомутов из полосовой стали (на болтах).

В зависимости от условий и режимов эксплуатации некоторые промышленные трубопроводы футеруются изнутри, а иногда и снаружи. Футеровка предназначена для защиты от внутренних температурных воздействий, предотвращения потерь тепла, защиты металла от истирания пылью и химических воздействий.

Так, например, доменные воздухопроводы горячего дутья и кольцевая труба доменной печи футеруются изнутри огнеупорным кирпичом для защиты от воздействия высоких температур дутья. Доменные нисходящие газопроводы грязного газа также футеруются главным образом для защиты от истирания доменной пылью, а также от резких повышений температуры при нарушении нормального хода доменной печи. Тепло и паропроводы футеруются снаружи для предотвращения потерь тепла. Некоторые газопроводы футеруются стальными или чугунными плитами для защиты от истирания пылью (шнеки ТЭЦ, участки на перегибах наклонных газоотводов доменных цехов и т. п.).

Температурные деформации трубопроводов компенсируются или путем искривлений трассы, или при помощи температурных П-образных, тарельчатых, линзовых, сальниковых и других компенсаторов. Материалы по расчету компенсаторов приведены в § 3 главы 20.

Кольца жесткости в промышленных трубопроводах зачастую не ставятся, кроме обоснованных случаев в футерованных трубопроводах.

Трубопроводы промышленных предприятий изготовляются в виде отдельных марок на заводах металлических конструкций или в котельных цехах металлургических и других заводов с последующей сборкой при монтаже.

В настоящее время соединения промышленных трубопроводов применяются почти исключительно сварными. Наиболее часто применяются листы толщиной 6—12 *мм* (реже 14—16 *мм*).

Нагрузки трубопроводов описываемой группы следует в каждом частном случае определять по действующим нормам и действительной их величине в зависимости от назначения трубопровода и условий эксплуатации.

Многие трубопроводы промышленных предприятий по форме и статической схеме представляют собой сложные инженерные сооружения. Так, например, наклонные газоотводы грязного газа доменных печей представляют собой систему из собственно газопровода, доменной печи и первичного пылеуловителя. Все эти элементы системы работают совместно, имея неодинаковые жесткости, осадки и режим работы. Они подвержены значительным статическим и динамическим нагрузкам, а также вибрации и температурным воздействиям. Помимо этого, бывают резкие повышения давления в виде хлопков в печи и т. п.

Сложность условий работы и неоднотипность конструкций промышленных трубопроводов затрудняют их изучение в значительно большей степени, чем, например, магистральных трубопроводов. Тем не менее в ЦНИИПроектстальконструкция имеются типовые решения опор и наиболее характерных узлов промышленных трубопроводов.

Основным нормативным документом является СНиП II-Г.14-62. Имеются также ведомственные нормали Гипромеза, ЦНИИПроектстальконструкция и других организаций. Для расчета трубопроводов можно рекомендовать работы [46, 52, 84 и 121].

Данные для определения местных напряжений и напряжений от локальных воздействий приведены в § 3, 4 и 5 главы 19.

Рис. 9.4. Расчетная схема пересечения двух трубопроводов под произвольным углом (с жестким элементом по линии пересечения)

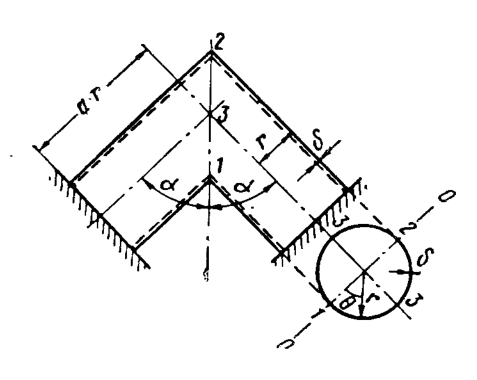


Рис. 9.5. Расчетная схема пересечения двух трубопроводов под произвольным углом (без усиления по линии пересечения)

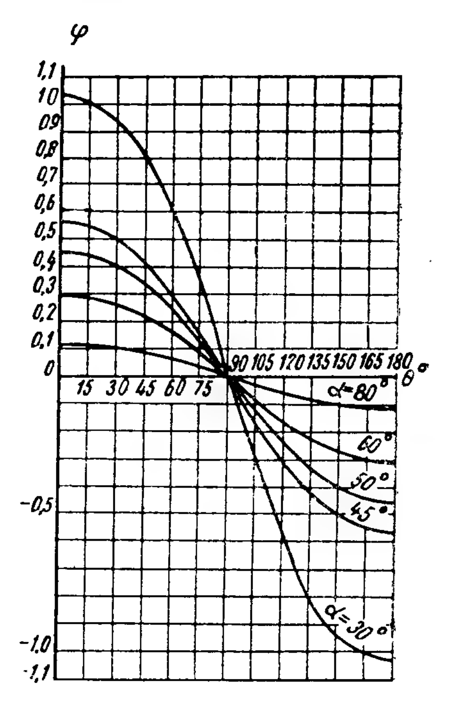


Рис. 9.6. График для определения безразмерной величины φ в формуле (9.5)

Местные усилия и напряжения от внутреннего давления p на линии пересечения упругих тонкостенных трубопроводов под углом α или по линии их защемления могут быть определены на основании работ М. И. Эстрина по приводимым ниже формулам и графикам.

Случай первый. На рис. 9.4 показан элемент трубопровода, представляющий собой «колено», образованное двумя цилиндрическими оболочками равного диаметра, пересекающимися под углом 2α. По линии пересечения оболочек поставлена жесткая замкнутая рама.

Основными искомыми величинами при расчете являются продольный изгибающий момент M_1, кольцевой изгибающий момент $M_2=\mu M_1$, кольцевая сила N_2; другие силовые факторы менее существенны.

Величина максимального меридионального изгибающего момента (в точках *1* и *2*) равна:

$$M_1^{\text{макс}} = \frac{pr\delta}{2\sqrt{3(1-\mu^2)}}\left(\mu\frac{\mu+0,5}{\mathrm{tg}^2\,\alpha}+\mu^2-1\right). \qquad (9.3)$$

Кольцевое усилие в точках *1* и *2*

$$N_2^{\text{макс}} = pr\left(\mu \frac{\mu + 0,5}{\operatorname{tg}^2 \alpha} + \mu^2 - 1\right). \qquad (9.4)$$

Формулы (9.3) и (9.4) справедливы при $\alpha \geqslant 30°$.

Мембранные усилия должны быть определены дополнительно по безмоментной теории и напряжения от них суммированы с напряжениями от усилий по формулам (9.3) и (9.4). Из структуры упомянутых формул видно, что с увеличением α усилия и напряжения, полученные по ним, резко падают.

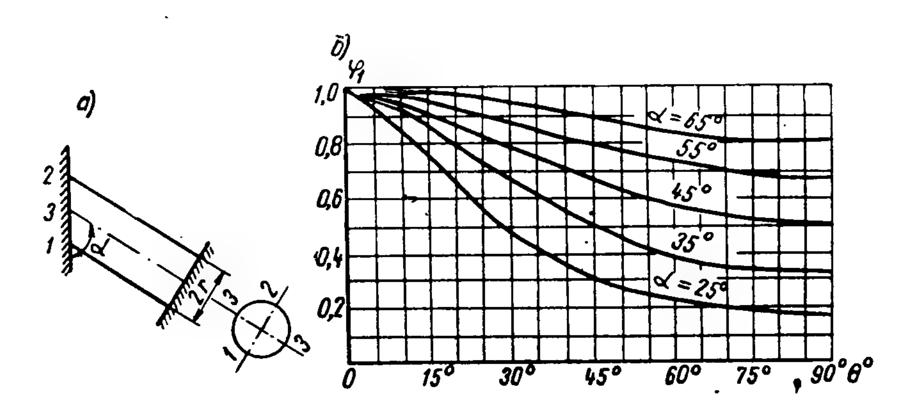


Рис. 9.7. Данные для определения местных напряжений трубы, защемленной по контуру

а — расчетная схема; *б* — графики безразмерной функции к формуле (9.6)

При значениях угла α, превышающих 65—75°, их дальнейшее увеличение перестает существенно влиять на изменение напряжений.

Случай второй. Пересечение труб под углом 2α при отсутствии усиления вдоль линии сопряжения. Расчетная схема и обозначения приведены на рис. 9.5. Величина ar достаточно велика, и взаимное влияние краевых усилий отсутствует.

Из графика рис. 9.6 находим значения безразмерной величины φ для заданных значений θ и α.

Меридиональный местный изгибающий момент

$$M_1 = \frac{pr^2}{2\sqrt{\dfrac{12(1-\mu^2)r^2}{\delta^2}}}\varphi. \qquad (9.5)$$

Случай третий. Труба защемлена по контуру (рис. 9.7).

Местные изгибающие моменты по линии защемления (на единицу длины)

$$M_1 = \frac{pr\delta\varphi_1\sqrt{3(1-\mu^2)}}{6}; \quad M_2 = \mu M_1. \qquad (9.6)$$

Значения функции φ_1 определяются по графикам на рис. 9.7, *б*. Усилие N_2 — см. (9.4); усилие N_1 определяется в зависимости от общей схемы по безмоментной теории.

§ 4. ТРУБОПРОВОДЫ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ

По характеру силовых воздействий трубопроводы гидротехнических сооружений делятся на напорные и безнапорные (деривационные, самотечные, сливные).

Напорные трубопроводы, кроме статического напора, подвержены значительным динамическим воздействиям в результате гидравлического удара при неустановившемся режиме во время закрытия или открытия затворов. Величина гидравлического удара, являющаяся функцией времени, иногда в несколько раз превосходит статический напор. Напорные трубопроводы большого диаметра (более 0,6 *м*) при любом давлении, как правило, выполняются из стали.

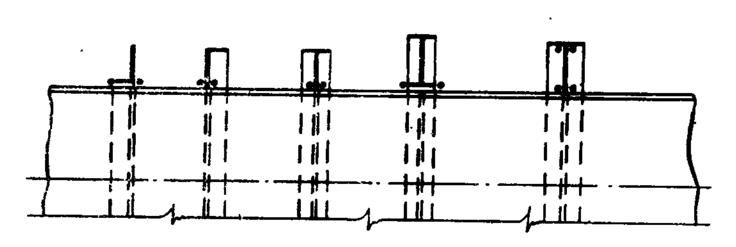


Рис. 9.8. Типы колец жесткости

Стальные напорные трубопроводы гидротехнических сооружений обычно имеют большие диаметры (от 0,8 *м* и иногда до 9 *м*) с большим диапазоном изменения толщины применяемой листовой стали — от 6 до 60 *мм*.

Трубы диаметром до 3,25 *м* (габаритные) изготовляются на заводах металлических конструкций звеньями длиной 8—12 *м*, а при большем диаметре свальцованные листы доставляются россыпью или «скорлупами» и свариваются на месте.

Трубопроводы донных водопусков, турбин гидроэлектроустановок и др. устанавливаются в железобетонных тоннелях на отдельных опорах.

При достаточно частом расположении опор и относительно небольших диаметрах в качестве элементов жесткости применяются опорные кольца. При больших пролетах и значительных диаметрах трубопроводов кольца жесткости располагаются также и между опорами.

Редкое расположение опор в большинстве случаев оказывается экономичнее. Несущая же способность поперечных сечений трубопроводов при малых пролетах полностью не используется, что снижает экономические показатели.

Для подземных трубопроводов большого диаметра установка колец жесткости, как правило, неизбежна. Типы колец жесткости приведены на рис. 9.8.

Более экономичными и жесткими являются кольца Т-образного сечения, так как материал их удален от нейтральной оси. Конструкции температурных компенсаторов применяются главным образом сальниковые и листовые.

В трубопроводах гидротехнических сооружений применяются электросварные соединения. Фланцевые соединения — только в местах примыкания оборудования.

Главнейшие расчетные нагрузки: вес воды, гидравлический напор (с учетом ударов), собственный вес и вес земляной засыпки для трубопроводов, уложенных непосредственно в земле.

§ 5. МАССОПРОВОДЫ

Массогонные трубопроводы применяются при добыче торфа гидравлическим способом и служат для транспортирования гидромассы от торфонасоса до полей сушки. Протяженность массопровода достигает нескольких десятков километров. Диаметры массопроводных труб обычно равны 550—800 *мм*; толщины стенок — 2—4 *мм*.

Звенья массогонных труб имеют длину 4 *м* и свариваются внахлестку прерывистыми швами с наружной и внутренней сторон. Стыки звеньев выполняются на фланцах из приваренных уголков 50×50×6 *мм* со стяжкой черными болтами $d=16\div18$ *мм*. Количество отверстий во фланцевом стыке принимается равным 8—10.

Фасонные части (колена, тройники, крестовины и пр.) свариваются встык.

Торфяные массопроводы укладываются непосредственно на землю. Неплотности прерывистых швов не являются недостатком с эксплуатационной точки зрения, так как при первом же пуске гидромассы все неплотности забиваются ею, что достаточно обеспечивает от потери торфомассы.

Для удаления из массопровода воздуха в него через каждые 500 *м* вставляются воздушники. Напряжения в торфяных массопроводах обычно незначительны.

Расход металла с учетом амортизации составляет 7—8 *кг* на 1 *т* воздушно-сухого торфа.

Существуют также многие другие типы массопроводов: золоудалители электростанций, пылепроводы, трубопроводы для транспортирования сыпучих масс на складах и т. п.

§ 6. ТРУБОПРОВОДЫ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

К трубопроводам специальных конструкций относятся трубопроводы ядерно-энергетических установок, описанные в специальных монографиях.

К этой группе относятся дюкеры, представляющие собой стальные трубы и тоннели, внутри которых могут располагаться магистральные трубопроводы, трубы теплосетей, электрокабели и т. п. при пересечении ими водных преград. Диаметры дюкеров обычно принимаются 2—2,5 *м* и более из условия возможности расположения внутри них проводок и оборудования. Толщина стенок обычно 10—12 *мм*.

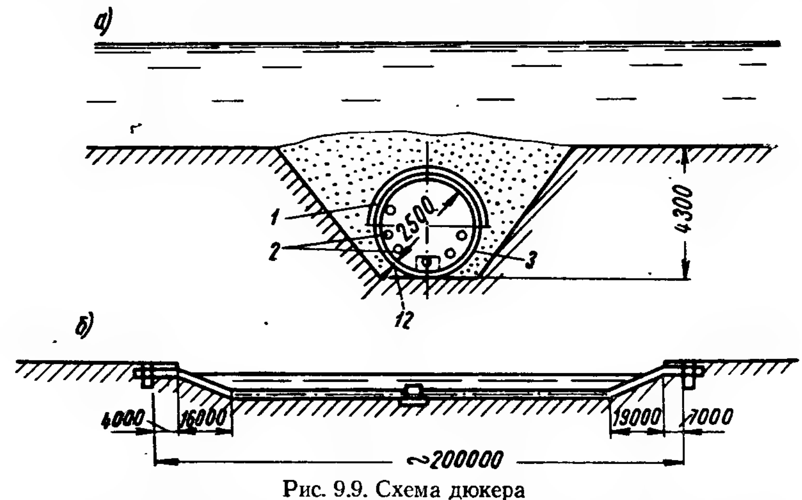


Рис. 9.9. Схема дюкера

а — поперечный разрез; *б* — вид сбоку; *1* — чугунная пригрузка; *2* — теплофикационные трубопроводы; *3* — наружные кольца жесткости

Дюкеры чаще всего укладываются в траншеях по дну реки или водоема и засыпаются сверху грунтом. Во избежание всплывания применяются пригрузки из чугунных отливок или железобетонных грузов.

Для жесткости конструкции и удобства крепления к ней пригрузки применяются наружные кольца жесткости. Схема одного из теплофикационных дюкеров под рекой Москвой показана на рис. 9.9.

К числу специальных конструкций трубопроводов относятся самонесущие висячие устройства в местах преодоления преград. Трубопровод, расположенный на пилонах, выполняет не только технологические функции, но и работает как несущая растянуто-изогнутая конструкция.

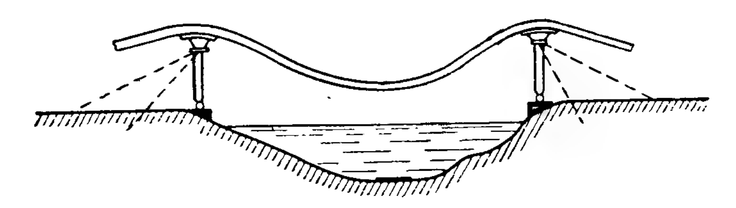


Рис. 9.10. Схема устройства перехода трубопровода через препятствие в виде самонесущей провисающей конструкции

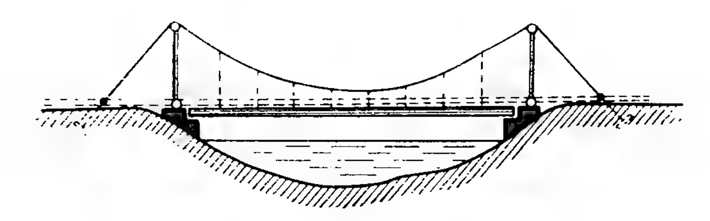


Рис. 9.11. Схема вантового перехода трубопровода через водную преграду

Методика расчета таких конструкций и их устройство подробно изложены в работе [131]. Принципиальная схема показана на рис. 9.10.

Применяются также вантовые переходы, по которым укладываются трубопроводы. Типовые решения таких переходов разработаны ЦНИИПроектстальконструкция. Схема вантового перехода показана на рис. 9.11.

Перечисленными характерными примерами далеко не ограничивается применение специальных конструкций трубопроводов.

Глава 10
СПЕЦИАЛЬНЫЕ ЛИСТОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ

§ 1. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ

Дымовые трубы совмещают функции технологических (транспортируют газы от производств на необходимую высоту с целью их рассеивания) и несущих конструкций.

При небольших высотах (до 50 *м*) ствол трубы обычно поддерживается оттяжками и его диаметр назначается в соответствии с технологическими требованиями. Толщина труб устанавливается по конструктивным соображениям не менее 4 *мм*; кроме того, принимают $R/\delta < 100$. В этом случае коэффициенты, уменьшающие напряжения вследствие возможности местной потери устойчивости $\varphi_м^* \geqslant 0{,}71$, приближаются к значениям φ — продольного изгиба при $\lambda < 90$.

При высотах более 50 *м* дымовые трубы выполняют в виде башен. В последние годы большинство дымовых труб выполняется из железобетона.

Расчет и конструирование следует вести, руководствуясь данными строительных норм (СНиП II-А.11-62 и СНиП II-В.3-62) и специальной литературы. Для дымовых труб башенного типа особое внимание обращается на предупреждение резонансных явлений путем установки виброгасителей или устройств, препятствующих одновременности срыва вихрей по всей образующей (устройства конических частей, площадок, интерцепторов и др.).

В связи с возможностью появления пульсирующих напряжений необходимо предъявлять высокие требования к качеству сварных соединений, не допускать местных дефектов из-за подрезов, непроваров, трещин и др. Швы должны быть тщательно проверены и обнаруженные дефекты устранены.

Поскольку цилиндрическая оболочка трубы испытывает максимальные напряжения от сжатия, должна быть выдержана проектная форма с отклонениями от шаблона длиной 1,5 *м* (по дуге) не более 2 *мм* при эллиптичности не более $0{,}005\,D$ в срединных частях секций и $0{,}003D$ в монтажных стыках. После монтажа отклонение оси трубы от проектного положения не должно превышать 0,003 выверяемой части трубы (над фундаментом).

Если в трубах башенного типа футеровка устанавливается после того как труба смонтирована целиком, то на время монтажа желательно устанавливать оттяжки, уменьшающие вероятность колебания в ветровом потоке.

В табл. 10.1 приведены статические характеристики дымовых труб различного диаметра, имеющих толщину 4 *мм*.

При гибкости ствола $\lambda \leqslant 100$ предельные пролеты l находят по формуле

$$\lambda = \frac{l}{\rho} = \frac{l\sqrt{8}}{D} = 2{,}82\frac{l}{D}, \tag{10.1}$$

откуда $l = 0{,}352\lambda D = 35{,}2D$.

Таблица 10.1

Обозначение и формула	D—средний диаметр трубы в *см*					
	10	20	30	40	50	60
Площадь $F = \pi\delta D$ в *см*^{2}	12,6	25,2	37,8	50,4	63	75,6
Момент сопротивления $W = \frac{\pi\delta D^2}{4}$ в *см*^{3}	31,4	125,6	288	502	783	1130
Момент инерции $I = \frac{\pi\delta D^3}{8}$ в *см*^{4}	157	1256	4240	10 050	19 630	33 900
Радиус инерции $\rho = \frac{D}{\sqrt{8}}$ в *см*	3,52	7,04	10,6	14,1	17,6	21,1

§ 2. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ ТРУБЫ

В отличие от дымовых труб в вентиляционных трубах несущие функции выполняет специальная решетчатая башня, поддерживающая вентиляционную шахту (рис. 10.1). Для устройства шахт применяют различные материалы, хорошо сопротивляющиеся коррозии: пластмас-

сы, деревянные, пропитанные специальными составами, обечайки, нержавеющую сталь и пр. Выбор металла для вентиляционной трубы определяется характером транспортируемой среды. Некоторые данные о назначении марок нержавеющей стали приведены в табл. 14.3.

Оболочка труб подвешивается к решетчатой башне и рассчитывается на усилия от ветра между точками закрепления, а от веса — на участке между подвесками, воспринимающими вертикальные силы. В связи с малой толщиной оболочки из нержавеющей стали она укрепляется ребрами жесткости.

Членение оболочки по высоте и конструкция узлов сопряжения отдельных элементов должны позволять замену их во время эксплуатации.

Расчет вентиляционных труб ведется с использованием данных § 1.

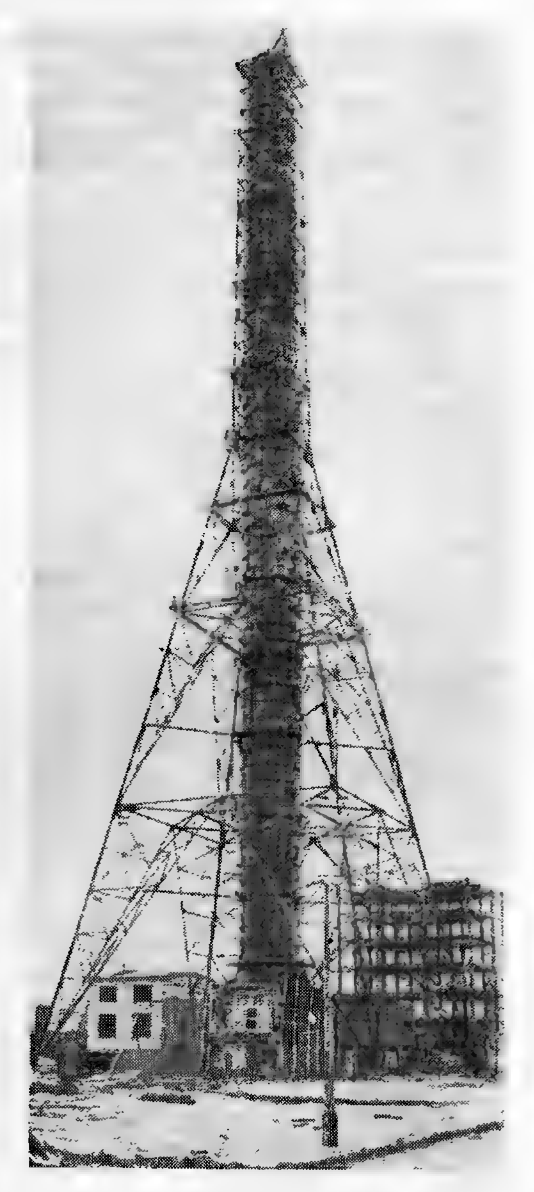


Рис. 10.1. Вентиляционная труба в процессе монтажа

§ 3. КОНСТРУКЦИИ МАЧТ СО СТВОЛОМ ИЗ ОДНОЙ ТРУБЫ

Для поддерживания телевизионных антенн и антенн релейной связи (прямой видимости) применяются мачты с цельносварным стволом из одной трубы диаметром от 1600 до 2600 *мм* и высотой от 50 до 350 *м*.

Особенности работы таких сооружений и методика расчета изложены в работах [121].

Поскольку в стволе мачты напряжения сжатия существенно больше напряжений растяжения, то должна быть устранена возможность возникновения как местной, так и общей потери устойчивости.

Общая потеря устойчивости может произойти из плоскости действия поперечных сил, когда коэффициент свободной длины существенно больше расстояния между оттяжками. Расчет в плоскости действия поперечных сил производится по деформированной схеме, учитывающей увеличение момента вследствие прогиба ствола. Поэтому определение напряжений с учетом местной потери устойчивости (при $r/\delta<100$) следует вести по формуле

$$mR \geqslant \sigma = \frac{1}{\varphi^*}\left(\frac{\sigma_N}{\varphi} + \sigma_{MNQ} + \sigma_M\right), \qquad (10.2)$$

где R — расчетное сопротивление стали;

m — коэффициент условий работы;

φ^* — коэффициент, характеризующий возможность местной потери устойчивости, равный:

r/δ	0	25	50	100
φ^*	1	0,94	0,85	0,71

φ — коэффициент продольной устойчивости;

σ_N — напряжение от действия нормальной силы;

σ_{MNQ} — добавочные напряжения от действия нормальной и поперечной силы при расчете по деформированной схеме;

σ_M — напряжение от действия изгибающего момента от поперечных сил (значения σ_N, σ_{MNQ}, σ_M определяются с учетом коэффициентов перегрузки и сочетаний).

Мероприятия по уменьшению вредных воздействий вибрации аналогичны указанным в § 1.

Ответственными участками листовых конструкций мачт со стволом из одной трубы являются места приложения сосредоточенных сил (у узлов прикрепления оттяжек, подкосов, прикрепляющих площадки, и др.), а также места вырезов в цилиндрической оболочке, служащих для входа внутрь трубы или для прохождения оборудования. При малых размерах отверстий $d \leqslant 0{,}4\sqrt{D\delta}$ эти участки усиливаются постановкой манжет, площадь сечения которых равна площади вырезанного металла (см. § 2 главы 5). При устройстве больших отверстий, необходимых для входа внутрь трубы, усиление должно обеспечить пространственную геометрическую неизменяемость цилнндра в зоне выреза, для чего необходимо не только восполнить площадь вырезанного металла, но и сохранить поперечную и продольную жесткость ствола, как общую, так и местную. На рис. 10.2 показана принципиальная схема укрепления отверстия в цилиндрической оболочке, работающей на осевое сжатие, момент и поперечную силу. В зоне, где расположено отверстие, толщина оболочки δ увеличивается по сравнению с толщиной δ_1 в смежных, не имеющих отверстий участках, таким образом, чтобы суммарные напряжения, определенные с учетом работы кольцевых *1* и продольных *2* ребер жесткости, не превышали расчетных R. При этом следует вводить специальный коэффициент условий работы, характеризующий сложность оценки напряженного состояния $m_{\text{сп}} \approx$ $\approx 0{,}8$.

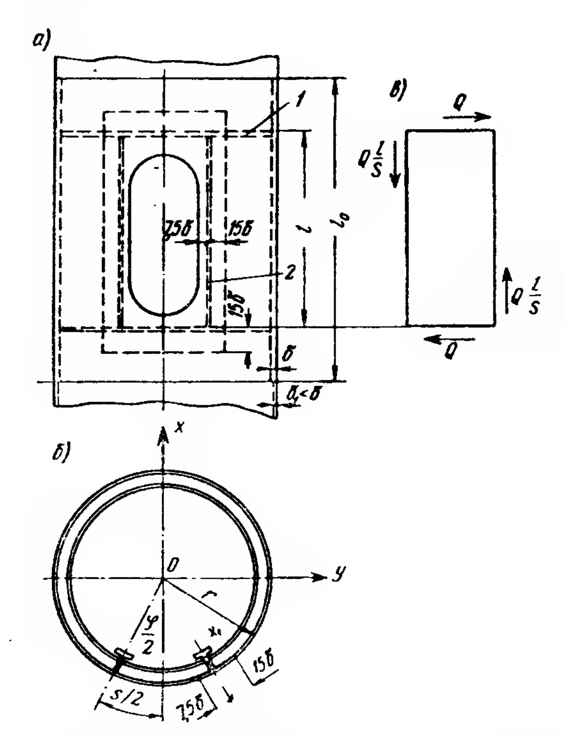


Рис. 10.2. Принципиальная схема укрепления отверстия (выхода) в цилиндрической трубе

а — фасад обечайки, имеющей отверстие; *б* — план; *в* — схема для расчета зоны укрепления отверстия

После постановки ребер жесткости необходимо, чтобы

$$J_x = J_y, \qquad (10.3)$$

а гибкость вертикального ребра

$$\lambda_{\text{в.р}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{x_1}}{F_{x_1}}}} \leqslant 50, \qquad (10.4)$$

где l — длина вертикального ребра, равная расстоянию между кольцами жесткости;

J_{x_1} — момент инерции вертикального ребра с учетом работы оболочки (7,5+15) δ, как на рис. 10.2, *б*;

F_{x_1} — площадь ребра с указанной частью оболочки

$$F_{x_1} \geqslant \frac{(s - 15\delta)\,\delta}{2}. \qquad (10.5)$$

Жесткость кольцевых ребер должна назначаться исходя из восприятия поперечных сил (см. рис. 10.2, *в*), но не должна быть менее, чем у ребер, предназначенных для сохранения их жесткостей при транспортировании и восприятии моментов на участке между двумя смежными ребрами[1].

Суммарные напряжения можно определять по следующей приближенной формуле:

$$\sigma \approx \sigma_{N_1 M} + \sigma_Q \leqslant Rmm_{\text{сп}}, \qquad (10.6)$$

где

$$\sigma_{N_1} \approx \sigma^0_{N_1 M} \frac{2F_{x_1}}{(S - 15\delta)\,\delta}; \qquad (10.7)$$

$\sigma^0_{N_1 M}$ — максимальное напряжение от N и M в оболочке, не имеющей отверстия, при толщине, равной δ;

σ_Q — напряжения, определяемые по схеме, указанной на рис. 10.2, *в* для условной рамы, в сечение которой входит часть оболочки $(15\delta + 7{,}5\delta)$, кольца и вертикальные ребра жесткости.

В местах прикрепления оттяжек толщина оболочки увеличивается и устанавливаются двойные ребра жесткости (рис. 10.3) для восприятия изгибающего момента, который возникает в плоскости кольца. Расчет ведется обычными методами. Если допустимо по технологическим соображениям, то устанавливается внутренняя диафрагма, благодаря которой можно резко уменьшить изгибающие моменты в кольцах.

Окраску стволов мачт следует производить в светлые тона, так как в противном случае при одностороннем нагреве трубчатого ствола солнечными лучами возникают напряжения, которые в некоторых случаях следует учитывать при расчете. Эти напряжения не суммируются с напряжениями от ветра, поскольку при его действии температура оболочки выравнивается вследствие конвекции.

Температурные напряжения могут быть общими, зависящими от работы ствола в целом с учетом податливости оттяжек, и местными в зонах изменения температуры отдельных частей ствола, в первую очередь оболочки и ребер жесткости.

Общие напряжения не должны превышать следующих значений:

$$\sigma_{\text{макс}} \leqslant \frac{\alpha t E}{2}, \qquad (10.8)$$

---

[1] Промежуточные кольцевые ребра жесткости для рассматриваемого вида конструкции обычно не являются расчетными и назначаются по конструктивным соображениям. Они состоят из приваренного ребром к оболочке с ее внутренней поверхности уголка с толщиной стенки, близкой к толщине цилиндрической обечайки, и шириной полки ($^1/_{10}$—$^1/_{20}$) R.

где t — разница температуры в фибрах оболочки, находящихся на противоположных концах диаметра (предполагается линейное изменение температуры по диаметру).

При расчете должна учитываться упругая податливость опор.

Величина местных напряжений от перепада температуры в оболочке может быть определена применительно к данным, приведенным в гл. 20.

Качество швов, особенно в зонах возможных концентраций напряжений (узлов крепления оттяжек, вырезов в оболочке и др.), должно тщательно контролироваться и обнаруженные дефекты должны

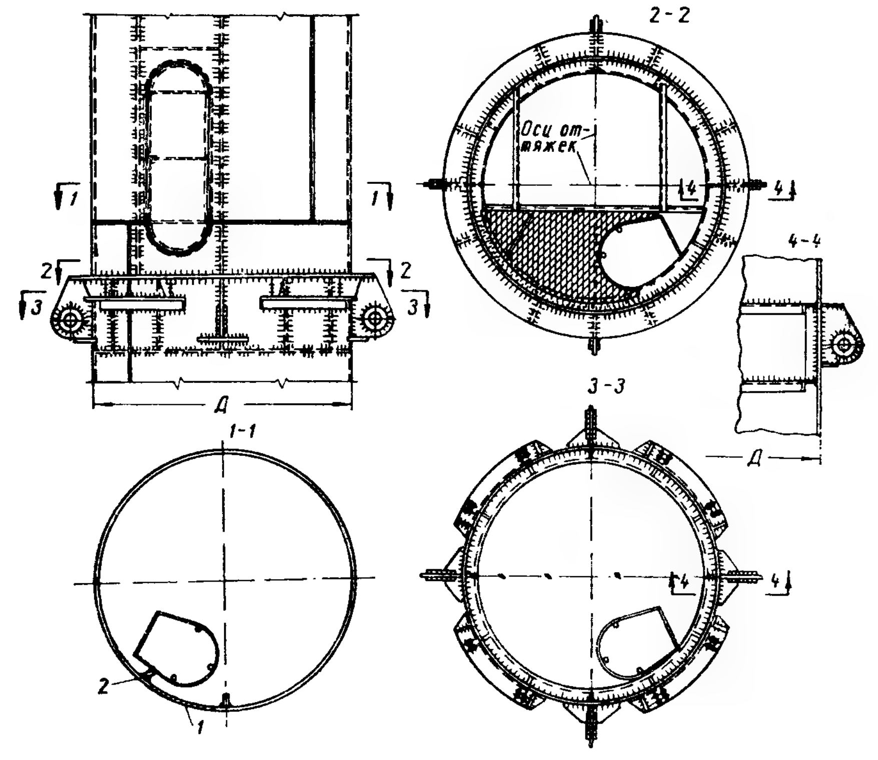


Рис. 10.3. Основные узлы мачты из одной трубы

устраняться. В растянутых зонах особенно опасны концентраторы напряжений, в связи с чем начало и конец шва должны располагаться на выводных планках. В сжатых зонах, в результате усадочных напряжений, продольные швы могут вызывать более раннюю потерю устойчивости. Для предотвращения этого необходима такая технология сварки, при которой как сами сварочные напряжения, так и зона их действия были бы минимальными. В особенно ответственных узлах конструкции необходимо производить термическую обработку для снятия остаточных напряжений.

§ 4. ЛИСТОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ВОДОНАПОРНЫХ УСТРОЙСТВ

Водонапорные устройства состоят из резервуаров для воды и поддерживающих конструкций. В некоторых случаях поддерживающие конструкции также выполняются в виде листовых конструкций и водонапорное устройство в целом является листовой конструкцией. В этом случае целесообразно резервуар заполнять водой на всю высоту. Такие водонапорные устройства называют гидрорезервуарами.

Резервуары, располагаемые на решетчатых башнях. Схемы резервуаров зависят преимущественно от конструкции их днищ и характера опирания на решетчатую часть.

Стенки резервуара чаще всего выполняются цилиндрической формы. В южных широтах, где не требуется теплозащиты, применяют резервуары из плоских щитов, прикрепляемых к плоским днищам в виде подкосов (рис. 10.4). Листы стенки и днища в этом случае делаются со штампованными рустами, увеличивающими жесткость в пределах между специальными элементами жесткости. Такие резервуары имеют наименьшую высоту, выполняются из стандартных секций и могут иметь различную емкость.

Рис. 10.4. Схема резервуара из плоских щитов

1 — щит стенки; *2* — щит днища; *3* — подкос, удерживающий стенку; *4* — этажерка, поддерживающая резервуар

По характеру опирания днища резервуары делятся на четыре большие группы (рис. 10.5).

Первая группа — плоские днища опираются на балочную клетку. В этом случае отдельные участки днища рассчитываются как плиты, опертые по контуру.

Вторая группа — днища выполняются в виде поверхности вращения (сфера или ее часть, эллипс, конус) и опираются по периметру у стенок резервуара. Если между стенкой и днищем резервуара организуется плавный переход образующей, то конструктивное решение этого узла и его расчет ведется аналогично конструкциям пылеуловителей.

Если направления образующих у стенки и днища создают угол, то в зоне перелома возникают местные напряжения и в ней необходимо увеличивать толщины как стенки, так и днища (рис. 10.6), и использовать горизонтальную кольцевую площадку. Такая площадка обычно имеется у резервуара для уменьшения напряжений от горизонтальной составляющей, возникающей в месте резкого изменения направления образующей.

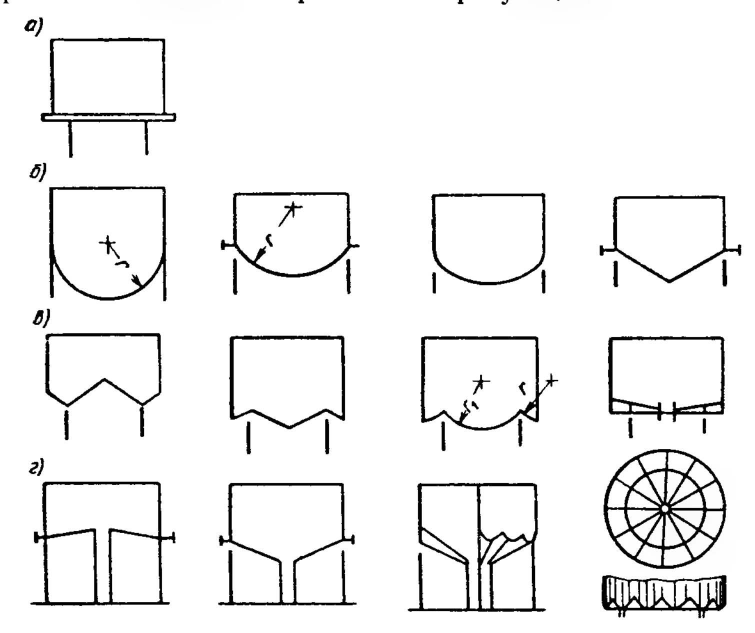


Рис. 10.5. Схемы опирания днища резервуаров

а — плоское днище, опираемое на балочную клетку; *б* — днище, опираемое по периметру; *в* — днище, опираемое в центральной части; *г* — комбинированное опирание днища

Третья группа — днища опираются на некотором расстоянии от корпуса резервуара. При балочной схеме работы днища опору выгодно располагать на расстоянии $r/3$ от корпуса днища. Если днище выполнено из двух оболочек, необходимо образующие располагать так, чтобы в зоне их пересечения горизонтальная сила была равна нулю. Так же как и для второй группы, в зонах изменения направления образующих толщина листов должна быть увеличена и проверены местные напряжения, а в зоне пересечения днища с корпусом установлена кольцевая площадка.

Четвертая группа — опирание как по линии корпуса, так и у центра днища. В этом случае фундаменты периферийной и центральной части желательно объединять. При их раздельном устройстве необходимо обосновать возможность такого решения и произвести расчет днища с учетом возможной разницы в их осадках. В случае сжимающих усилий днище рассчитывают на устойчивость, а при приемке его тщательно проверяют отклонения от теоретической поверхности, которые не должны превышать нормативных. Внесение изменений в конструкции днища в местах исправления формы или постановка дополнительных элементов жесткости могут быть сделаны только с разрешения организации, выполнившей проект в стадии КМ.

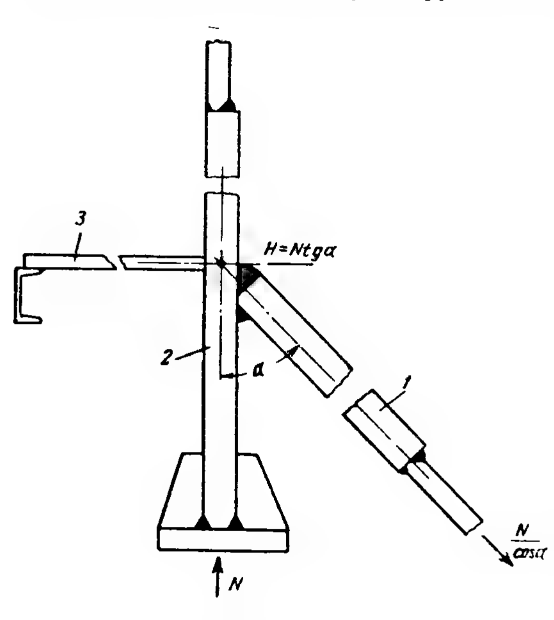


Рис. 10.6. Узел сопряжения конического днища и стенок резервуара

1 — утолщенная часть конического днища; *2* — утолщенная часть стенки резервуара; *3* — горизонтальное кольцо жесткости (внешняя площадка)

Кровля может быть решена как в виде металлической оболочки — сплошной или усиленной ребрами жесткости, так и из другого материала. Выбор решения определяется климатическими условиями и требованиями технологии. При мягком климате целесообразно применение металлической кровли.

В случае установки на башне двух резервуаров применяются различные схемы. Резервуары сравнительно небольшой емкости, с целью унификации изготовления днищ, могут быть одинакового диаметра (рис. 10.7, *а*). При большой геометрической емкости первого резервуара ($V > 1000$ *м*^{3}) возможно решение, указанное на рис. 10.7, *б*. В последнем случае геометрическая форма верхней и средней части нижнего резервуара унифицирована.

Некоторые вопросы проектирования стальных резервуаров на башнях изложены в работах [121, 130].

Резервуары, располагаемые на башенной части из листовой стали, и гидрорезервуары. На рис. 10.8, *а* приведен разервуар с поддерживающими конструкциями из листовой стали, а на рис. 10.8, *б*, *в*, *г* — гидрорезервуары.

Схема первого типа характерна тем, что нижняя опорная конструкция продолжает очертания резервуара. Днище резервуара имеет небольшие размеры и соединяется с внутренним цилиндром, пересекающим резервуар по вертикали и выполняющим функции как шахты для сообще-

ния с верхней частью, так и стойки, поддерживающей кровлю. Цилиндрическая и коническая части ствола, поддерживающего резервуар, воспринимают вертикальные силы от веса жидкости и собственного веса, а также изгибающий момент и поперечные силы от действия ветра. Расчет конструкции не отличается от описанного ранее. Закрепление гидрорезервуара к фундаментам производится к специально организо-

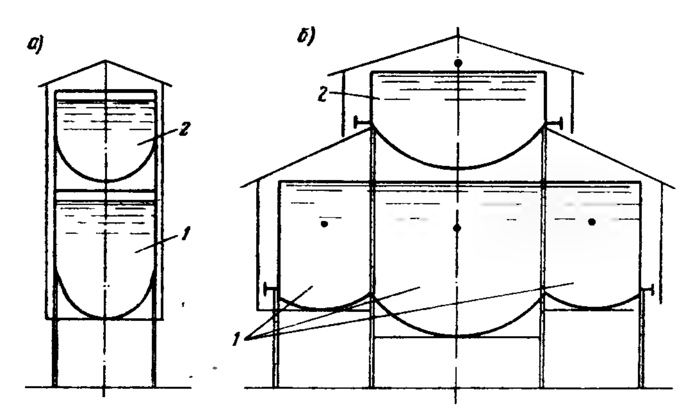


Рис. 10.7. Схема водонапорных башен с двумя резервуарами

а — объемом до 1000 $м^3$; *б* — объемом более 1000 $м^3$; *1* — нижний резервуар; *2* — верхний резервуар

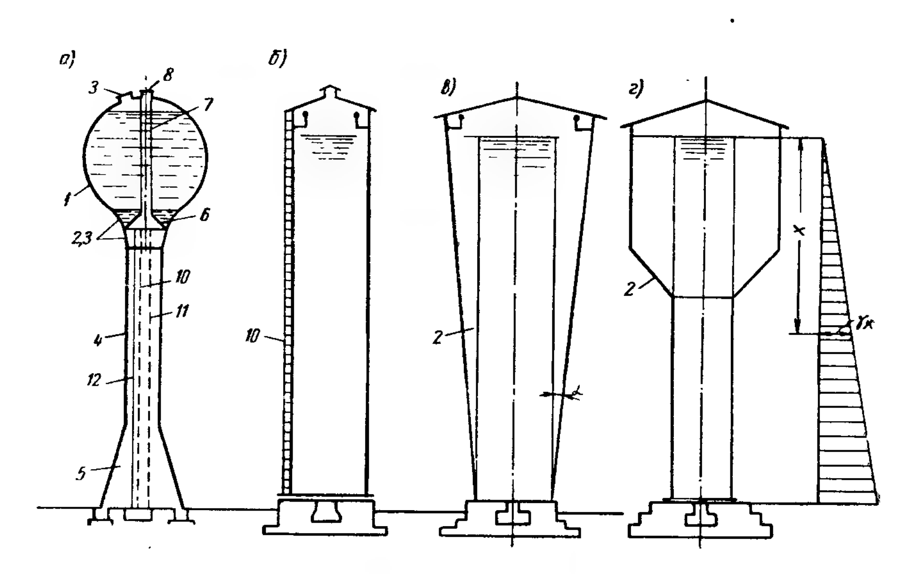


Рис. 10.8. Схемы гидрорезервуаров

а — резервуар с поддерживающими конструкциями из листовой стали; *б* — гидрорезервуар цилиндрический; *в* — гидрорезервуар конический; *г* — гидрорезервуар комбинированного типа; *1* — резервуар двоякой кривизны; *2, 3, 5* — конические участки; *4* — цилиндрическая часть; *6* — днище; *7* — внутренний цилиндр; *8, 9* — горловина; *10* — лестница; *11* — водосливная труба; *12* — водонапорная труба

ванным опорным столикам с помощью болтов. При полном наливе резервуара момент опрокидывания обычно мал по сравнению с моментом устойчивости. Возможны варианты очертаний резервуара и поддерживающей части, удачно вписывающихся в силуэт города.

Гидрорезервуары применяются различных типов. Наиболее распространенные из них — цилиндрический, конический и комбинированный — приведены соответственно на рис. 10.8, *б, в, г*.

Стенки цилиндрического гидрорезервуара при заполнении его водой работают лишь на внутреннее давление столба жесткости, вызывающее растяжение в кольцевом направлении.

$$p = x\gamma. \quad (10.9)$$

В осевом направлении стенки работают только от сил собственного веса и ветровой нагрузки. В зоне сопряжения стенки с днищем должны быть проверены местные напряжения и в случае необходимости толщины листов нижнего пояса и обечаек днища.

В коническом резервуаре напряжения возникают в кольцевом направлении (растяжение) и в направлении образующих (сжатие). Уменьшение диаметра к низу резервуара позволяет несколько уменьшить кольцевые усилия по сравнению с усилиями в цилиндрическом гидрорезервуаре равного объема. Наоборот, вертикальные усилия в гидрорезервуаре конической формы увеличиваются по мере возрастания угла конуса α.

Комбинированный гидрорезервуар (рис. 10.8, *г*) состоит из верхней цилиндрической оболочки, работающей лишь на растяжение в кольцевом направлении; конической оболочки, соединяющей верхнюю и нижнюю части и работающей на растяжение в кольцевом направлении и на сжатие в направлении образующей; нижней цилиндрической части, работающей на осевое сжатие и растяжение в кольцевом направлении. Внутреннее давление, растягивающее оболочку в кольцевом направлении, улучшает работу оболочки на сжатие, повышая при прочих равных условиях критические напряжения сжатия.

§ 5. КОЛОННЫЕ АППАРАТЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

В химической и нефтеперерабатывающей промышленности находят широкое применение колонные аппараты, представляющие собой цилиндрическую оболочку высотой 30—60 *м*, диаметром от 3 до 12 *м* и с толщиной стенок 10—20 *мм* ($R/\delta \approx 100 \div 500$), жестко заделанные в основании.

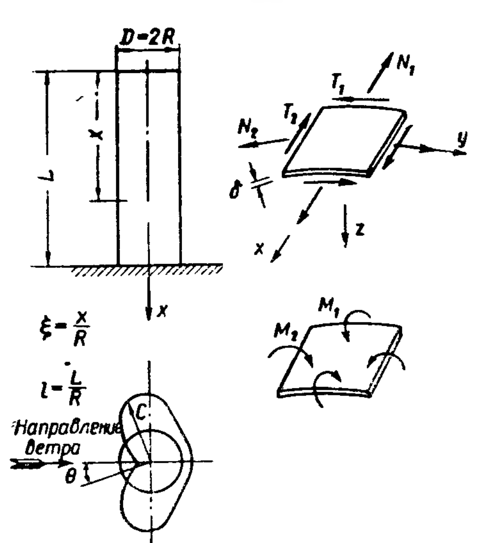


Рис. 10.9. Схема вертикальной цилиндрической оболочки, работающей на ветровую нагрузку, и элемент оболочки с внутренними усилиями

N_1 и N_2 — продольное и кольцевое усилия; $T_1 = T_2 = T$ — сдвигающие усилия; M_1 и M_2 — продольный и кольцевой изгибающие моменты

Расчет на внутреннее давление или вакуум ведется обычным способом аналогично указанному в гл. 17 и 18.

Расчет на ветровую нагрузку представляет определенные трудности и исследован в предположении, что верхний конец оболочки свободен, а эпюра распределения давления на поперечное сечение оболочки имеет вид, указанный на рис. 10.9.

Нагрузка на единицу длины оболочки по ее высоте

$$Z = qC_x = q \sum_{n=0}^{n} b_n \cos n\theta, \qquad (10.10)$$

где n — порядковый номер члена ряда;

θ — угловая координата;

b_n — коэффициент, значения которого для различных членов ряда (0, 1, 2, 3) и отношения L/R приведены в табл. 10.2.

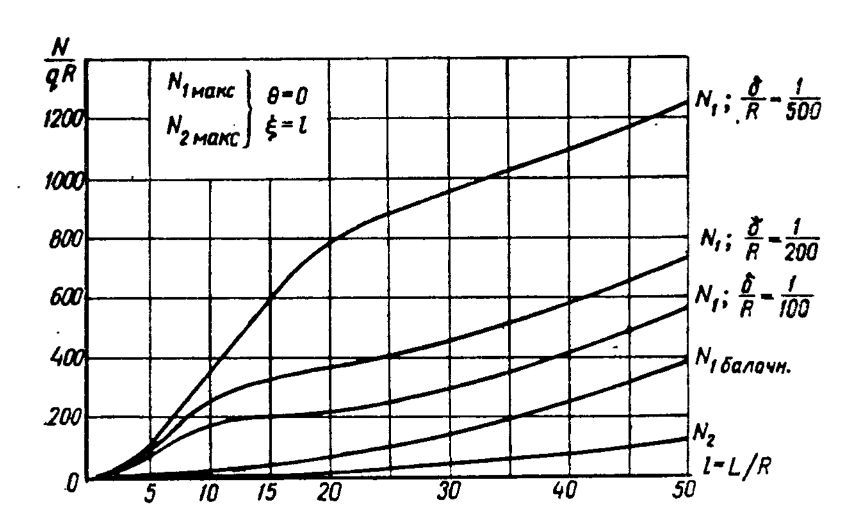


Рис. 10.10. Максимальные усилия в оболочке

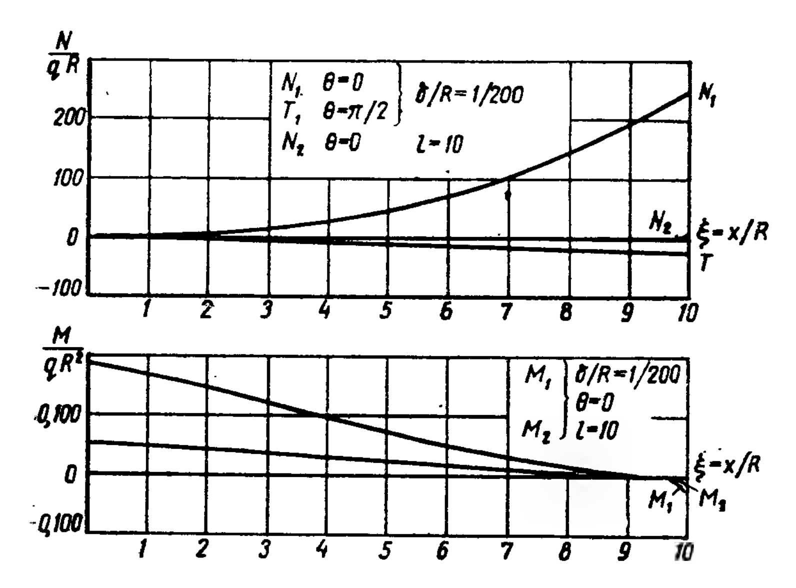


Рис. 10.11. Изменение усилий и изгибающих моментов по длине (высоте) оболочки

Таблица 10.2

L/R	n			
	0	1	2	3
50	—1,2	0,3	1,4	0,5
14	—0,95	0,3	1,25	0,4
2	—0,7	0,3	1	0,4

Приближенное определение напряжений от ветра можно вести по формуле

$$\sigma_{x\text{в}} = \frac{N_1}{\delta} + \frac{6M_1}{\delta^2}, \tag{10.11}$$

а значения N_1 и M_1, определенные, исходя из ранее указанных условий, принимать из графиков на рис. 10.10 и 10.11.

При действии внутреннего давления и сил собственного веса

$$\sigma_x = \sigma_{x\text{в}} + \sigma_{x\text{с.в}} + \sigma_{\text{вн.д}} \leqslant R. \tag{10.12}$$

Величина прогиба, определенная как для балки, мало отличается от уточненного решения [48, 71]

$$f = \frac{zL^4}{8EJ} = \frac{zL^4}{8\pi E\delta r^3}. \tag{10.13}$$

Напряжения в кольцевом направлении определяют, пренебрегая значением N_2, лишь от сил внутреннего давления.

Зонами краевого эффекта являются места примыкания цилиндра к днищу (рассчитываются как резервуары) и у колец жесткости.

Часть III
ИЗГОТОВЛЕНИЕ И МОНТАЖ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Глава 11
ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

При изготовлении листовых металлических конструкций применяется ряд операций, специфичных для этого вида конструкций: вальцовка, штамповка, отбортовка, фланцевание, выбивка, обработка на гибочно-вращательных машинах и др.

В соответствии с этим специализированные заводы и цехи листовых конструкций оснащают листогибочными вальцами, углогибочными вальцами, гидравлическими прессами, гибочно-вращательными машинами, приводными роликовыми стендами, манипуляторами, нагревательными печами и др., а также специальными сборочными приспособлениями (прижимами, стяжками, распорками).

Правила изготовления, монтажа и приемки стальных конструкций доменных цехов и газоочисток, цилиндрических вертикальных резервуаров, газгольдеров и др. содержатся в СНиП III-В.5-62, а сосудов химической аппаратуры, работающих при давлении более 0,7 *кГ/см*², — в нормали МН 72—62.

При изготовлении листовых конструкций обычно применяют листовую сталь нормальных размеров, предусмотренных действующими стандартами, но в некоторых случаях оказывается неизбежным применение крупноразмерных листов.

Технические условия и сортамент толстолистовой стали указаны в ГОСТ 500—58; ГОСТ 1577—53; ГОСТ 7350—66 и других общесоюзных стандартах.

Для большинства листовых конструкций должна применяться мартеновская сталь группы В, поставляемая по основным механическим свойствам и химическому составу, в основном марок ВМСт.3сп, ВМСт.3пс и ВМСт.3кп по ГОСТ 380—60*. Вся сталь для листовых конструкций должна иметь в заказе оговорку: «для сварных конструкций».

Для некоторых листовых конструкций эффективно применение низколегированной стали повышенной прочности, поставляемой по ГОСТ 5058—65 и ГОСТ 5520—62.

При выборе очертаний и размеров листовых деталей следует учитывать нормальные размеры листов, причем необходимо стремиться к минимальному количеству отходов при раскрое и обеспечивать наименьшее число листов в конструкции с целью уменьшения протяженности сварных швов.

§ 2. РАЗМЕТКА

Разметка деталей листовых конструкций состоит в построении и вычерчивании на плоских листах разверток заготовок с учетом припусков и допусков на дальнейшую обработку и нанесении на листовую сталь (или

на шаблон) разметочных размеров. Разметка должна обеспечивать раскрой стали с наименьшими отходами, что делает обязательным для заводов-изготовителей заказ листовой стали по раскрою в соответствии с разметочными размерами или размерами, кратными им.

Для малоуглеродистой стали применения механической обработки кромок после кислородной резки, при надлежащей их форме и чистоте поверхности разреза, не требуется.

Наметка листовых деталей фасонных частей трубопроводов диаметром до 3,2 *м* производится при помощи гибких шаблонов из рубероида или толя (рис. 11.1). Для неповторяющихся или малоповторяющихся листовых деталей разметка ведется непосредственно на металле. При разметке прямоугольных листовых деталей построение прямоугольника наиболее удобно производить методом диагоналей (по двум сторонам и диагонали).

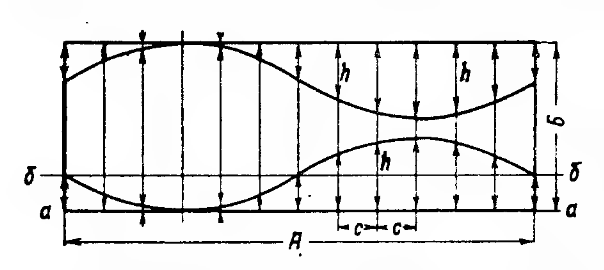


Рис. 11.1. Разметка колена трубопровода на гибком шаблоне; размеры *А*, *Б*, шаг стрелок *с* и величины стрелок *h* даются в рабочем чертеже

Для разметки криволинейных контуров по дуге окружности радиусом до 8 *м* применяют циркуль на штанге из деревянной рейки (рис. 11.2), используемый для нанесения при разметке контура листовой детали одновременно двух рисок — краевой и контрольной — на расстоянии 50 *мм* от первой.

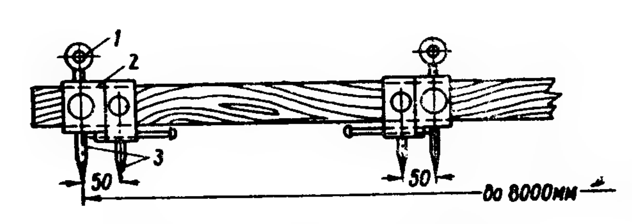


Рис. 11.2. Циркуль на деревянной штанге

1 — винтовой упор; *2* — движок; *3* — чертилка

Разметка криволинейных сторон радиусом более 8 *м* или сторон, не имеющих формы дуги окружности, производится по стрелкам (ординатам), откладываемым от базисных линий.

Для контроля обработки и сборки сложных листовых конструкций кроме контурных линий наносят ряд дополнительных линий (рис. 11.3).

Зазор между поверхностью листа и двухметровой стальной линейкой, поставленной на ребро в любом направлении, не должен превышать 3 *мм*. При разметке шаблонов для деталей, имеющих строганые кромки, линии обреза шаблона наносят с учетом следующих припусков на строгание:

при резке на гильотинных ножницах	2 *мм*
» автоматической кислородной резке	3 »
» ручной кислородной резке	4 »

Для кромок, имеющих фаски, на шаблоне наносят линию вдоль обреза на расстоянии ширины фаски. Чтобы наметить эту линию, на шаблоне ставят парные керны через 50—100 *мм*. При разметке листовых деталей сварных конструкций (для контроля размеров в процессе обработки и сборки) на расстоянии 50 *мм* от линии контура наносят контрольные линии и проставляют на них парные керны через 50—100 *мм*. Надписи на деревянных шаблонах делают чернилами или химическим карандашом; линии контура, риски и другие знаки разрешается наносить простым или цветным карандашом. Все линии и надписи на металлических, толевых и рубероидных шаблонах наносят чертилкой и керном.

При изготовлении шаблонов для деталей сварных конструкций необходимо учитывать припуск по длине на усадку сварных швов.

Для листовых конструкций толщиной до 16 *мм* припуски на поперечную усадку сварных швов назначаются 1 *мм* на каждый стыковой шов, а для листовых конструкций толщиной более 16 *мм* — соответственно 2 *мм* на каждый шов.

Геометрические построения при разметке, а также оборудование разметной мастерской, инструмент разметчика и собственно разметка подробно рассмотрены в «Справочнике разметчика стальных конструкций» (под редакцией Б. И. Беляева, 1966). Аналитические методы построения разверток листовых конструкций приведены в главе 2.

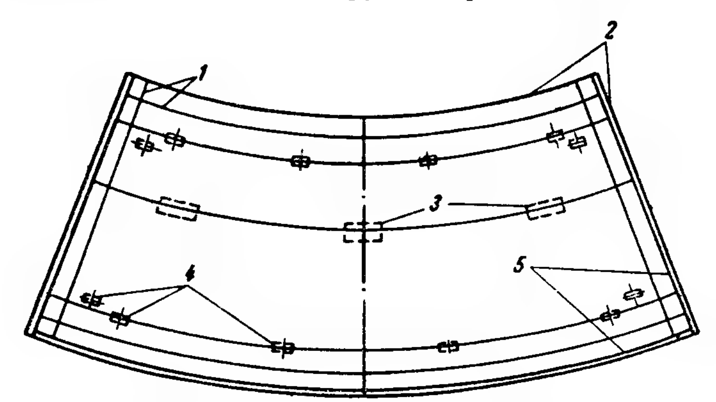


Рис. 11.3. Пример разметки листовой детали кожуха доменной печи

1 — контрольные риски; *2* — контурные линии; *2* — места приварки скоб для крепления кронштейнов подмостей; *4* — места приварки сборочных шайб; *5* — линии фасок

§ 3. ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ

При изготовлении листовых конструкций в основном применяется кислородная резка. По сравнению с механическими способами резки этот способ менее трудоемок, недорог, универсален, позволяет использовать портативные средства производства.

Для листовой стали толщиной менее 12 *мм* эффективна пакетная резка, которая ускоряет обработку деталей и облегчает борьбу с короблением. Суммарная толщина пакета не должна превышать 150 *мм*. Закрепление листов в пакет производится при индивидуальном изготовлении при помощи струбцин, а при массовом производстве — с помощью гидравлических и пневматических зажимов. Перед резкой все листы должны быть очищены от грязи, окалины, ржавчины, влаги и жировых пятен. Зазор между листами в пакете не должен быть более 0,1 *мм*.

Обработка кромок производится для снятия фасок под сварку и удаления неровностей, полученных в процессе горячей штамповки, бортования и выбивки листов. Эту операцию целесообразнее выполнять кислородным способом, чем обработкой на металлорежущих станках (кромкострогальных, центровых, лобовых, карусельных). Следует стремиться совмещать операцию обработки кромок под сварку с операцией раскроя стали. При однорезаковой горелке раскрой металла и обработка кромок выполняются одновременно только при бесскосной кромке; обработка кромок V-образных швов выполняется в два прохода, а X-образных швов — в три прохода. При многорезаковой горелке обработка кромок сложного сечения осуществляется в один проход. Режим работы каждого резака определяется шириной обрабатываемой грани кромки.

На рис. 11.4 показаны количество проходов и их последовательность при обработке кромок X-образного шва при сварке стали разных толщин.

Допуски на размеры кромок: угол скоса ±5°; размер кромки притупления ±2 *мм*; линия среза кромок при сварке встык и впритык ±1 *мм* против наметки.

Точность обработки кромок контролируется в пределах допусков по рискам и контрольным кернам, наносимым при разметке и наметке заготовок.

Универсальный шаблон А. З. Караманова — Г. В. Ушакова для криволинейной резки полуавтоматом (рис. 11.5) обеспечивает направление

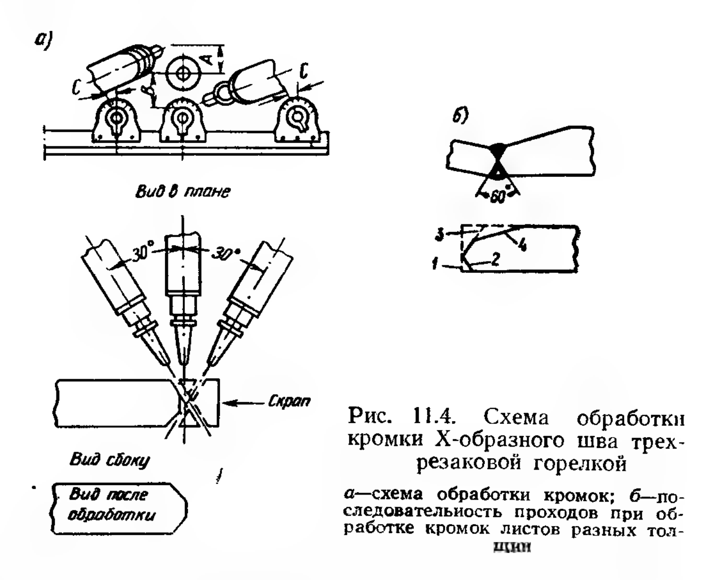


Рис. 11.4. Схема обработки кромки X-образного шва трехрезаковой горелкой

а—схема обработки кромок; *б*—последовательность проходов при обработке кромок листов разных толщин

секатора как по выпуклой, так и по вогнутой кривой. Он состоит из отдельных секций, соединяемых в требуемом количестве, в зависимости от длины резания.

Опорные листы и рейки изготовляют из алюминиевого сплава; при этом вес секции не превышает 18 *кг*, а вес шаблона, собранного из трех секций, — 54 *кг*, что позволяет двум рабочим переносить шаблон в процессе работы.

Для настройки шаблона необходимо разметить кривую на первой детали; установка шаблона для резки последующих одинаковых деталей производится по размеченным точкам. Ширина кислородного реза изменяется от 2 до 5 *мм* в зависимости от толщины разрезаемого листа.

На крупных заводах листовых конструкций применяются автоматические газорезательные машины с роликовыми или магнитными копирами. При резке копир автоматически перемещается по специальному металлическому шаблону. Секаторы и газорезательные машины обеспечивают быструю и точную резку и обработку кромок под сварку листовых деталей любых очертаний и толщин.

Широкое применение на заводах листовых конструкций кислородной резки и обработки кромок требует централизованного снабжения рабочих мест кислородом и ацетиленом. Крупные заводы имеют центральную ацетиленовую станцию с газогенераторами производительностью по 8—27 $м^3/ч$ и кислородную станцию или центральную батарею баллонов, от которых ацетилен и кислород подаются по трубопроводам к рабочим местам.

Для поперечной резки прямолинейных кромок листов толщиной до 16 *мм* целесообразнее использовать гильотинные ножницы, длина ножей

которых соответствует наибольшей ширине листов. При этом поперечная кромка обрезается одним ходом ножа сразу на всю ширину листа. В этом случае гильотинные ножницы обеспечивают наиболее высокую точность резки и производительность труда по сравнению с другими способами резки.

Чтобы избежать уменьшения пластичности стали после ее вальцовки, относительное краевое удлинение листов и фасонных профилей при холодной гибке не должно превышать 2%, что не выходит за пределы площадки текучести углеродистой стали.

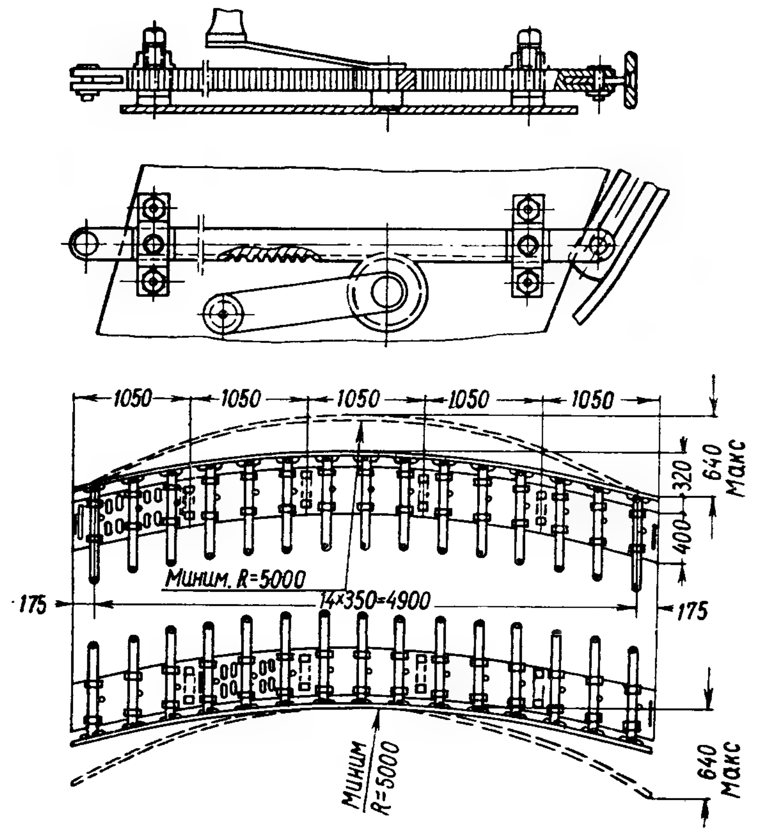


Рис. 11.5. Универсальный шаблон для криволинейной кислородной резки листовой стали полуавтоматом

Исходя из этих предпосылок, а также из условия предотвращения выпучивания уголка и швеллера при сгибании их на перо, рекомендуются следующие наименьшие значения радиуса кривизны изгибаемых в холодном состоянии деталей:

лист	25 δ
уголок и швеллер при сгибании на спинку	25 b
» » » » » » перо	45 b
двутавр	25 b

Здесь δ — толщина листа, b — размер сечения, перпендикулярный осям роликов гибочных вальцов или осям цилиндров правильно-гибочного пресса.

Серьезный недостаток трехвалковых листогибочных вальцов с симметричным расположением валков заключается в том, что край заготовки шириной, равной половине расстояния между осями нижних валков, должен быть предварительно загнут по заданному радиусу кривизны.

Этого недостатка не имеют четырехвалковые вальцы (рис. 11.6), трехвалковые вальцы с несимметричным расположением нижних валков и трехвалковые вальцы с подвижным в горизонтальной плоскости верхним валком (рис. 11.7).

Полезная ширина вальцов обычно равна 3000 *мм*; максимальная ширина — 12 000 *мм*; наибольшая толщина изгибаемого в холодном состоянии листа — 36 *мм*.

Вальцовка уголков производится на углогибочных вальцах. Для уменьшения интенсивности скручивания и малковки уголка при вальцовке рационально применять углогибочные вальцы с непараллельным положением осей вращения роликов (рис. 11.8).

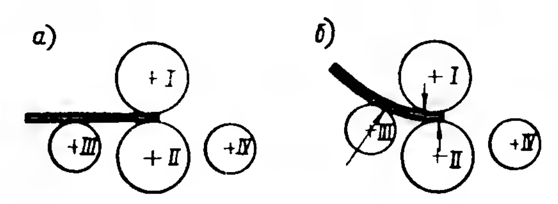


Рис. 11,6. Схема работы четырехвалковых вальцов

а — при правке; *б* — при вальцовке

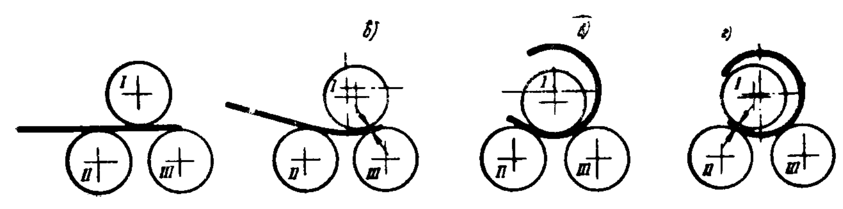


Рис. 11.7. Схема трехвалковых вальцов с подвижным верхним валком в горизонтальной плоскости

а — при правке; *б* — при вальцовке

Гибка швеллеров и двутавров производится на гибочных (кулачковых) прессах. При проектировании следует стремиться к тому, чтобы швеллеры и уголки не гнулись на перо во избежание выпучивания сжимаемых при изгибе полок.

Плоские заготовки для оболочек двоякой кривизны обрабатывают на четырехколонных штамповочных прессах, бортовальных прессах, гибочных прессах с открытым зевом и гибочно-вращательных машинах.

Горячая штамповка сферических отбортованных и эллипсоидальных днищ производится на четырехколонных гидравлических прессах с подвижной нижней плитой (рис. 11.9) давлением 1000—2000 *Т*. Наибольший диаметр готового днища 4000 *мм*.

Обработка нагретой заготовки днища выполняется тремя штампами: опорным, закрепляемым на верхней плите, средним, перемещаемым от центрального плунжера, и кольцевым, перемещаемым плунжерами нижней подвижной плиты. Рабочая поверхность опорного и среднего штампов сферическая. Штамповка днища выполняется за один проход.

Аналогично штампуются эллипсоидальные днища, применение которых оправдывается при высоком внутреннем давлении, так как они не вызывают кольцевого сжатия крайней зоны корпуса конструкции из-за отсутствия распора.

По окончании штамповки и охлаждения рекомендуется подвергать днища отжигу в нагревательных печах для снятия внутренних напряжений; температура отжига принимается от 870 до 920° С, в зависимости от марки стали.

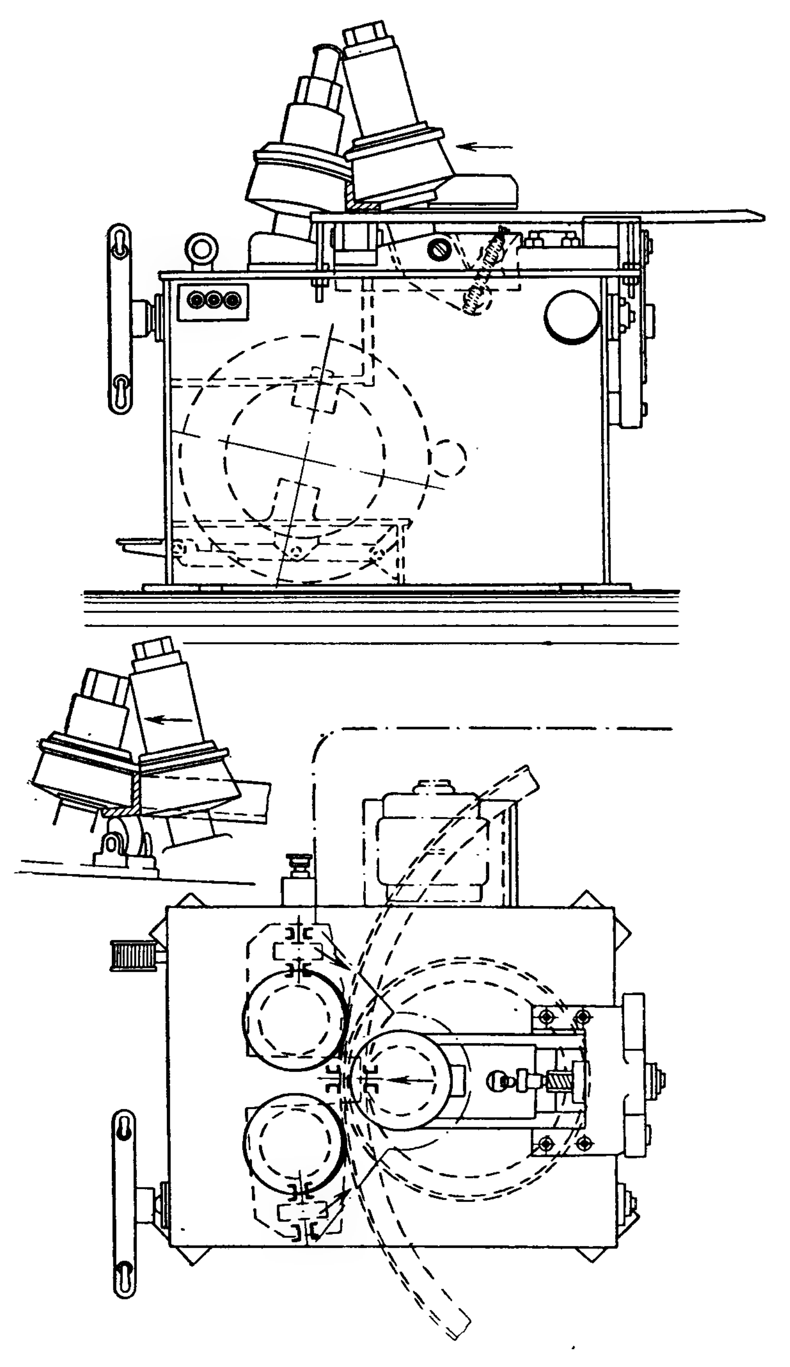


Рис. 11.8. Углогибочные вальцы с непараллельным расположением осей вращения роликов

Постепенная холодная гибка листов по пологой поверхности двоякой кривизны производится на гидравлических гибочных прессах с открытым зевом давлением 300—450 *Т* при помощи штемпеля со сферической рабочей поверхностью и матрицы диаметром около 0,5 *м*.

Подготовленную к гибке заготовку стропят и подают краном под пресс на матрицу штампа. Нажимом пуансона начинают изгибать заготовку. За один нажим обычно не удается создать проектный прогиб обрабатываемой части листа; практически можно давать два-три нажима штемпелем, затем передвинуть заготовку и т. д.

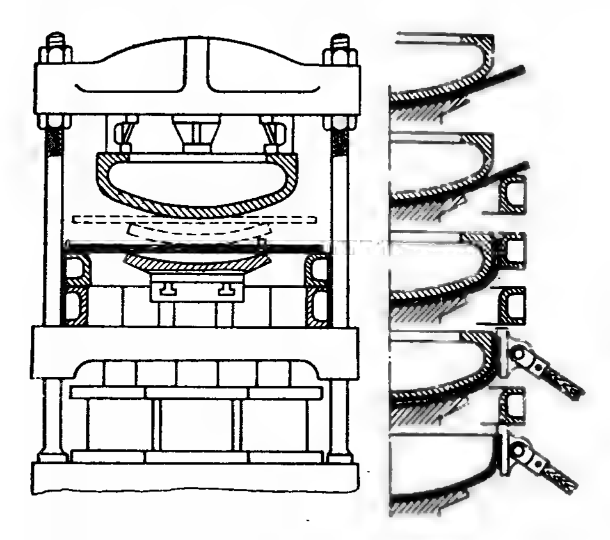


Рис. 11.9. Схема штамповки сферического отбортованного днища на четырехколонном гидравлическом прессе

Правильность гибки проверяют шаблоном при поднятом до отказа плунжере, не извлекая заготовки из штампа. В местах, где после проверки шаблоном выявлены неровности, производят дополнительный нажим пуансоном, пока кривизна сферы не совпадает с шаблоном. Стрела прогиба сферы при холодной гибке не должна превышать $^1/_{12}$ диаметра заготовки во избежание ухудшения механических свойств стали в результате наклепа.

Листы малых толщин (4—6 *мм*) гнуть сложнее, чем толстые листы. Нажимы штемпелем при этом должны быть осторожными, слабыми. Тонкие листы больших размеров нельзя гнуть на прессе без поддержки, так как при перемещении листа собственный вес его может уменьшить полученный прогиб.

Эта операция в случае пологой оболочки вращения сравнительно небольшого диаметра может выполняться также на гибочно-вращательных машинах.

Листы для шаровых резервуаров шириной до 2100 *мм* и толщиной до 20 *мм* из углеродистой стали и до 16 *мм* из низколегированной стали целесообразно обрабатывать на вальцах Г. С. Сабирова (в холодном состоянии). При бо́льших ширинах и толщинах листы для сферических резервуаров приходится штамповать в горячем состоянии. Полушаровые днища горизонтальных газгольдеров изготовляют по нормали МН 4704—63.

Стоимость оболочки двоякой кривизны примерно в полтора раза больше стоимости цилиндрической оболочки того же веса. Это необходимо учитывать при выборе конструктивной формы листовой конструкции, оптимальность которой определяется наименьшей стоимостью сооружения и сокращением потерь от испарения сырой нефти, светлых нефтепродуктов и других легкоиспаряющихся жидкостей.

Прямолинейные гибка и бортование листов толщиной до 18 *мм* в холодном состоянии могут производиться на эксцентриковых прессах давлением 150 *т*. Отбортовка свободных краев листа позволяет обойтись без окаймляющих ребер и фланцев. Угол гиба изменяется от 45 до 180° путем установки матриц с различными углами раствора. Радиус закругления пуансона принимается равным 1,3—1,5 толщины листа. При определении размера заготовки поперек линии сгиба необходимо учитывать

вытяжку листа в зависимости от радиуса закругления, толщины стали и угла гибки. Гибку следует производить без наметки, пользуясь упорами.

Массовое внедрение на заводах листовых конструкций холодной гибки стали под углом уменьшит объем сварочных и кузнечных работ, повысит точность и производительность изготовления гнутых листов.

§ 4. СБОРКА ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Сборка листовых конструкций на заводе — весьма трудоемкая операция, и потому широкое применение сборочных приспособлений и механизмов существенно облегчает труд сборщиков, ускоряет процесс и снижает себестоимость конструкций. Сборка листовых конструкций трудно поддается механизации, но частично эта сложная проблема разрешена. Дальнейшая механизация сборки позволит добиться увеличения производительности заводов листовых конструкций.

Сборочные приспособления и механизмы, применяемые на заводах, позволяют облегчить трудоемкие операции по установке и фиксированию положения деталей при сборке; исключить разметку деталей; использовать менее квалифицированных рабочих, чем при сборке без оснастки, при одновременном улучшении качества сборки; упростить контроль сборки.

Производительность сборки и сварки зависит также от конструктивного решения сооружения и его соединений. При проектировании листовых конструкций следует максимально сокращать общую протяженность швов, избегая трудоемких соединений; обращать внимание на удобство сборки и сварки; уменьшать число отправочных и монтажных элементов; обеспечивать легкость заводки монтажных элементов, простоту крепления их к ранее установленным частям сооружения и быстроту выверки; применять методы изготовления деталей, исключающие необходимость пригонки кромок при сборке; включать в рабочие чертежи приспособления для сборки и строповки листов (ребровые шайбы, уголковые коротыши, скобы и пр.).

При серийном производстве, наряду со специализированными приспособлениями, могут применяться универсальные сборочные приспособления. Применение дорогих быстродействующих приспособлений нецелесообразно, когда вспомогательное время мало̀ по сравнению с основным временем. При индивидуальном изготовлении листовых конструкций наиболее рациональны универсальные приспособления (клиновые и винтовые), пригодные для любых конструкций.

Сборка должна обеспечить постоянство величины проектного зазора. Рекомендуемые зазоры при сборке листовых конструкций изменяются от 1 до 4 *мм* в зависимости от толщины стали, типа соединения и вида сварки.

Листы закрепляются в проектном положении прижимами, стяжками и распорками. Зажимные устройства не должны мешать рабочему устанавливать детали в приспособление. При установке прижима между упорами необходимо учитывать возможность прогиба листа. При установке прижимов непосредственно у места сварки резьба должна быть защищена от брызг. Желательно иметь в приспособлении один тип прижимов.

Основания переносных приспособлений и несущие конструкции поворотных приспособлений изготовляются из стали марки Ст.3, винты и детали клиновых и рычажных прижимов — из сталей марок Ст.5, Ст.6 или марок 45—50, эксцентрики — из стали марки У7А, пружины — из стали марки 65Г.

Выбор типа сборочного приспособления следует определять на основании калькуляции всех расходов с учетом влияния приспособления на все составляющие заводской себестоимости листовой конструкции.

Самыми распространенными сборочными приспособлениями являются механические прижимы, из которых клиновые наиболее просты для изготовления и удобны в работе. Последние используются для подтягивания одного собираемого листа к другому, выравнивания кромок и фиксирования положения листа при сборке. В главе 12 приведены наиболее ходовые типы клиновых прижимов и стяжные планки для сборки листов встык и впритык.

Допуски при сборке должны соответствовать приведенным в СНиП III-В.5-62.

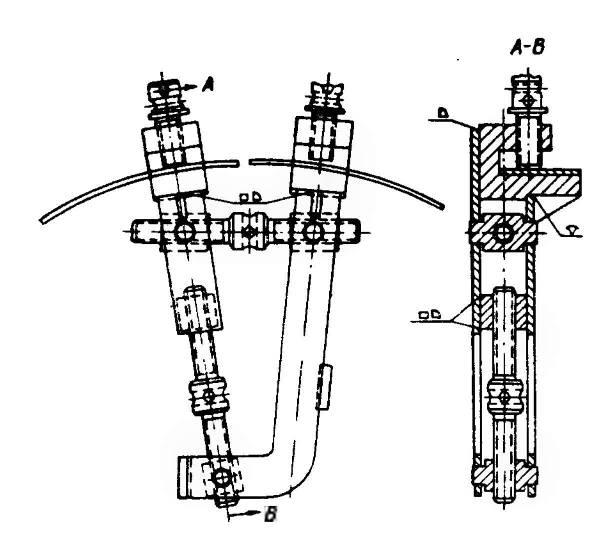


Рис. 11.10. Рычажно-винтовая стяжка

Стягивающие и распорные приспособления применяются в виде винтовых и реечных домкратов, стяжек и распорок. Для выравнивания продольных кромок обечаек под автоматическую сварку используют рычажно-винтовую стяжку (рис. 11.10). На рис. 11.11 показана винтовая стяжка для выравнивания торцов обечаек.

Выравнивание кромок обечаек при сборке, правильная установка стенок, выправление вмятин и устранение эллиптичности выполняются распорными приспособлениями (распорками). На рис. 11.12,*а* и 11.12,*б* показаны стоечные распорки.

Для устранения эллиптичности и выправки вмятин в обечайках применяют кольцевые распорки с 6—16 радиальными винтами (рис. 11.12,*в*). Наружные концы винтов имеют шаровые опоры с качающимися наконечниками, предохраняющими поверхность обечайки от повреждения и позволяющими винтам свободно вращаться.

Сборка колец жесткости может производиться в приспособлении, изображенном на рис. 11.13.

Сборка сферического или эллипсоидального днища, состоящего из нескольких секторных листов, ведется в приспособлении, показанном на рис. 11.14. Секторные листы днища фиксируются сухарями *1* и зажимаются винтовыми прижимами *2* и *3*.

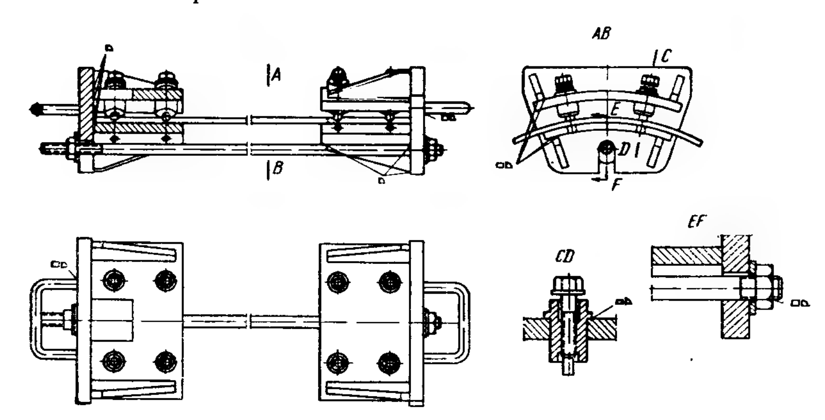


Рис. 11.11. Винтовая стяжка для выравнивания торцов обечаек

а)

Правая резьба

Левая резьба

б)

в)

Рис. 11.12. Сборочные распорные приспособления

а — стоечная распорка для раздачи стенки обечаек; *б* — стоечная распорка для выравнивания кромок обечаек; *в* — кольцевая распорка с радиальными винтами

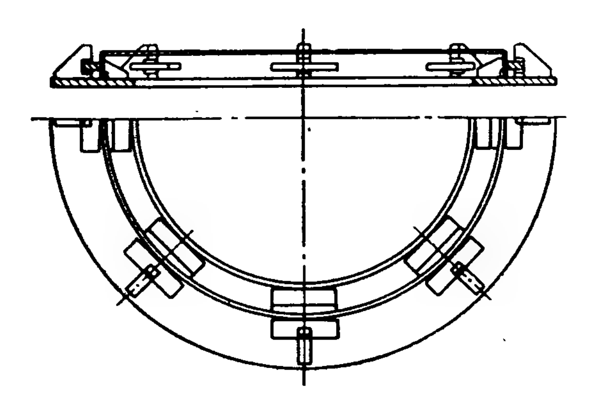


Рис. 11.13. Приспособление для сборки колец жесткости

Сборку габаритных цилиндрических конструкций выполняют в несколько приемов: сборка обечаек из свальцованных листов; сборка днищ; общая сборка конструкции. Сборку обечаек и днищ производят на сборочных стендах в вертикальном положении (рис. 11.15); совмещение продольных кромок достигается применением коротышей или стяжных планок, после чего кромки скрепляют прихватками и днища сваривают в позиционерах автоматами и полуавтоматами. Кольца жесткости вставляют в обечайку при ее сборке. При отсутствии колец обечайку распирают домкратами или распорками. Общую сборку габаритных цилиндрических конструкций производят в горизонтальном положении на роликовых стендах, оборудованных сборочной скобой с пневматическими

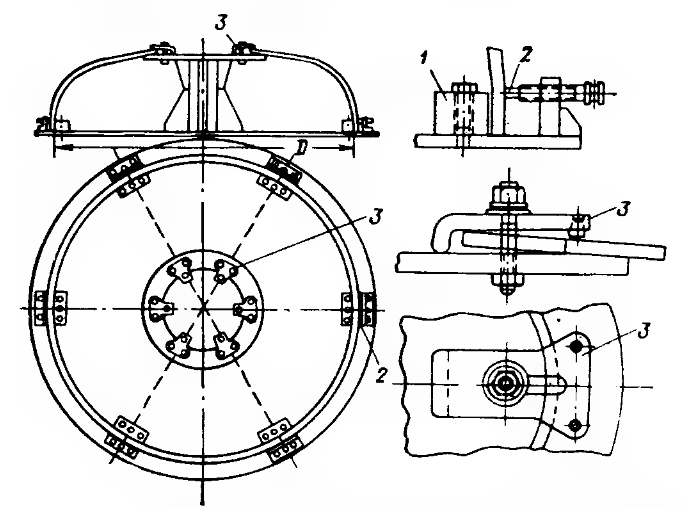


Рис. 11.14. Приспособление для сборки составных сферических и эллипсоидальных днищ

домкратами (рис. 11.16), при помощи которых соединяют кольцевые кромки обечаек и устраняют депланацию.

Сборку габаритных резервуаров толщиной до 6 *мм*, имеющих кольца жесткости, производят также методом навертывания на кольца жесткости плоского полотнища, собранного на горизонтальном стенде и сваренного с одной стороны (рис. 11.17). Край полотнища устанавливают в проектное положение и приваривают кольца жесткости и оба днища. К двум кольцам при помощи временной распорки прикреплен конец каната, навитого на барабан лебедки. При включении лебедки полотнище навертывается на кольца и днища. После поворота на 500—600 *мм* по окружности лебедку останавливают и сваривают соответствующую часть полотнища с кольцами и днищами, повторяя это постепенно по всему периметру. Собранный резервуар передается на стенд для автоматической сварки.

§ 5. СВАРКА ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Большая протяженность сварных швов и повышенные требования к качеству швов листовых конструкций обусловливают необходимость всемерной механизации и автоматизации электродуговой сварки.

К сварным соединениям листовых конструкций предъявляются следующие специфические требования:

1) стыковые сварные швы должны обладать той же прочностью, что и основной металл, и обеспечивать наименьшую затрату стали и безаварийность работы конструкции при значительных и почти постоянно действующих нагрузках;

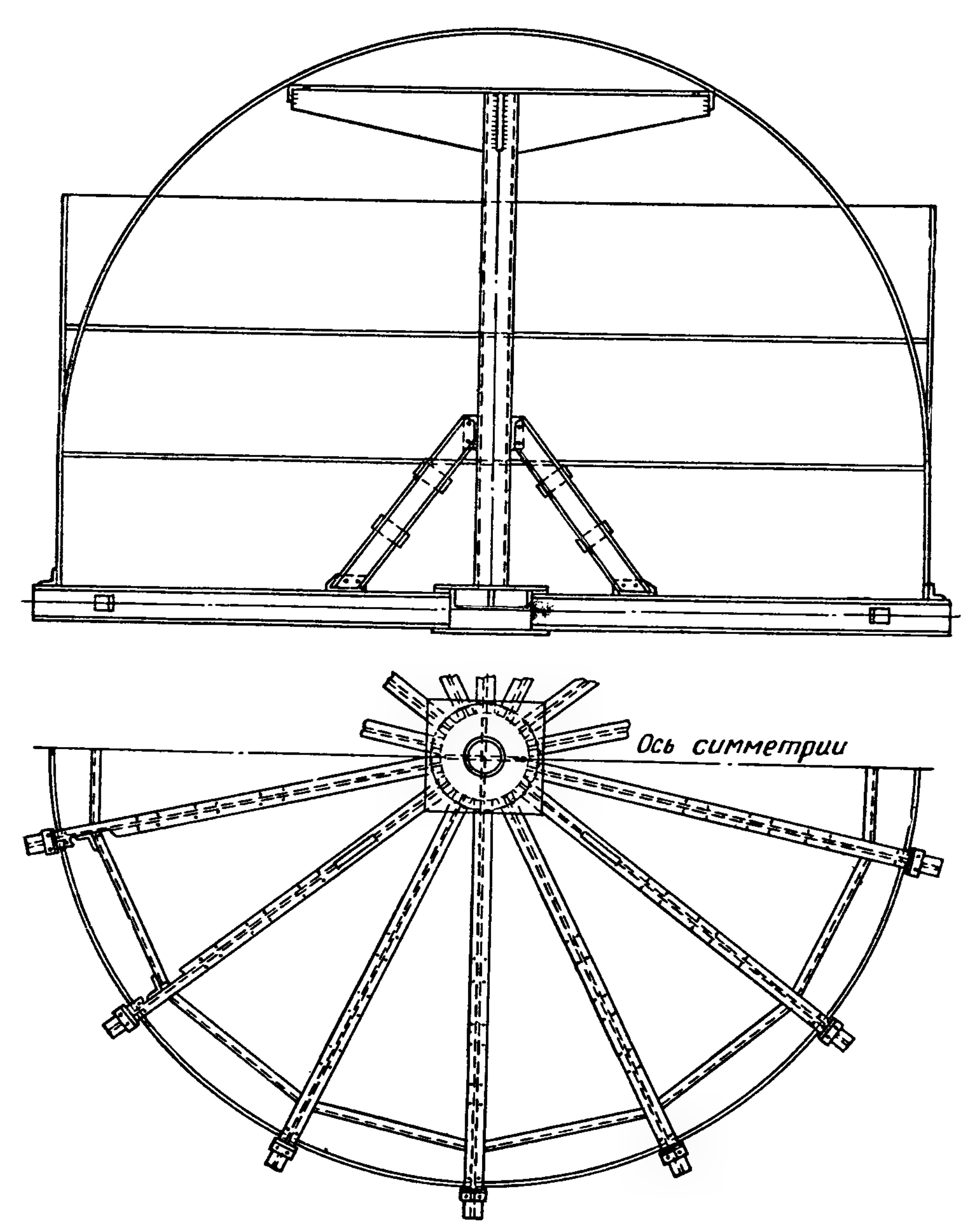


Рис. 11.15. Стенд для сборки обечаек и сферических днищ

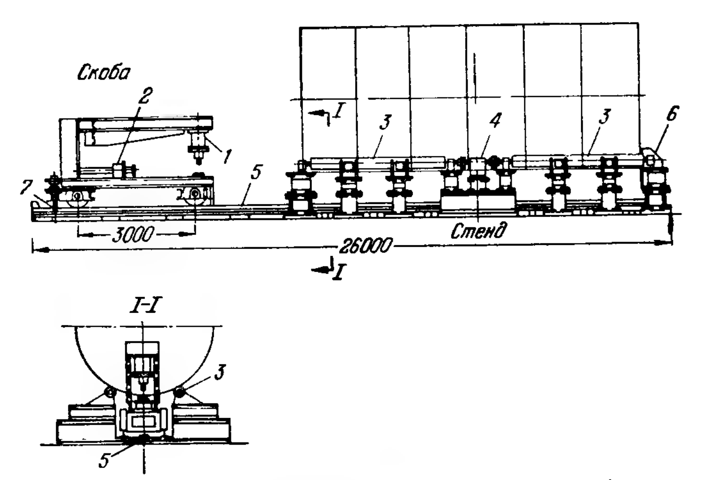


Рис. 11.16. Стенд со сборочной скобой для общей сборки габаритных резервуаров (Кузнецкий и Днепропетровский заводы металлоконструкций)

1 — вертикальный пневматический домкрат; 2 — горизонтальный пневматический домкрат; 3 — поворотные валки; 4 — двигатель с редукторами; 5 — направляющая полоса с отверстиями; 6 — упор; 7 — штырь для закрепления скобы

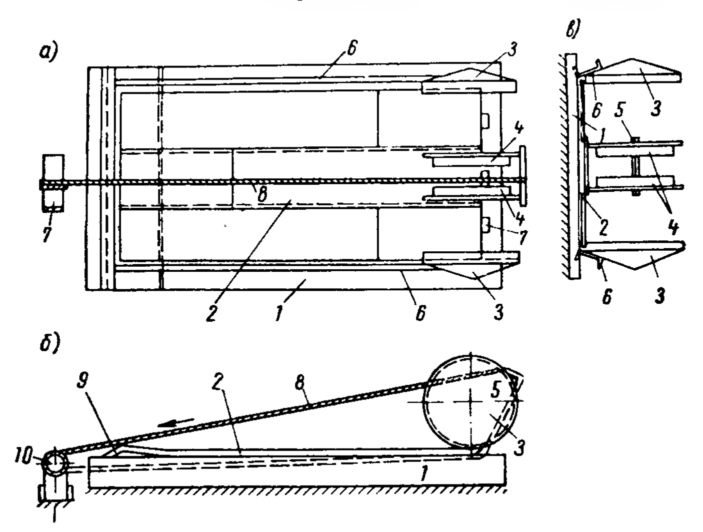


Рис. 11.17. Сборка габаритного резервуара методом навертывания (Челябинский завод металлоконструкций им. С. Орджоникидзе)

а — план стенда; б — боковой вид; в — вид с торца; 1 — стенд; 2 — полотнище корпуса; 3 — днище резервуара; 4 — кольца жесткости; 5 — временная распорка; 6 — бортовые направляющие упоры; 7 — торцовые упоры-фиксаторы; 8 — трос; 9 — подкладной угольник; 10 — лебедка с электроприводом

2) сварные соединения должны быть непроницаемыми;

3) сварные швы должны надежно и длительно работать при широких диапазонах изменения температур.

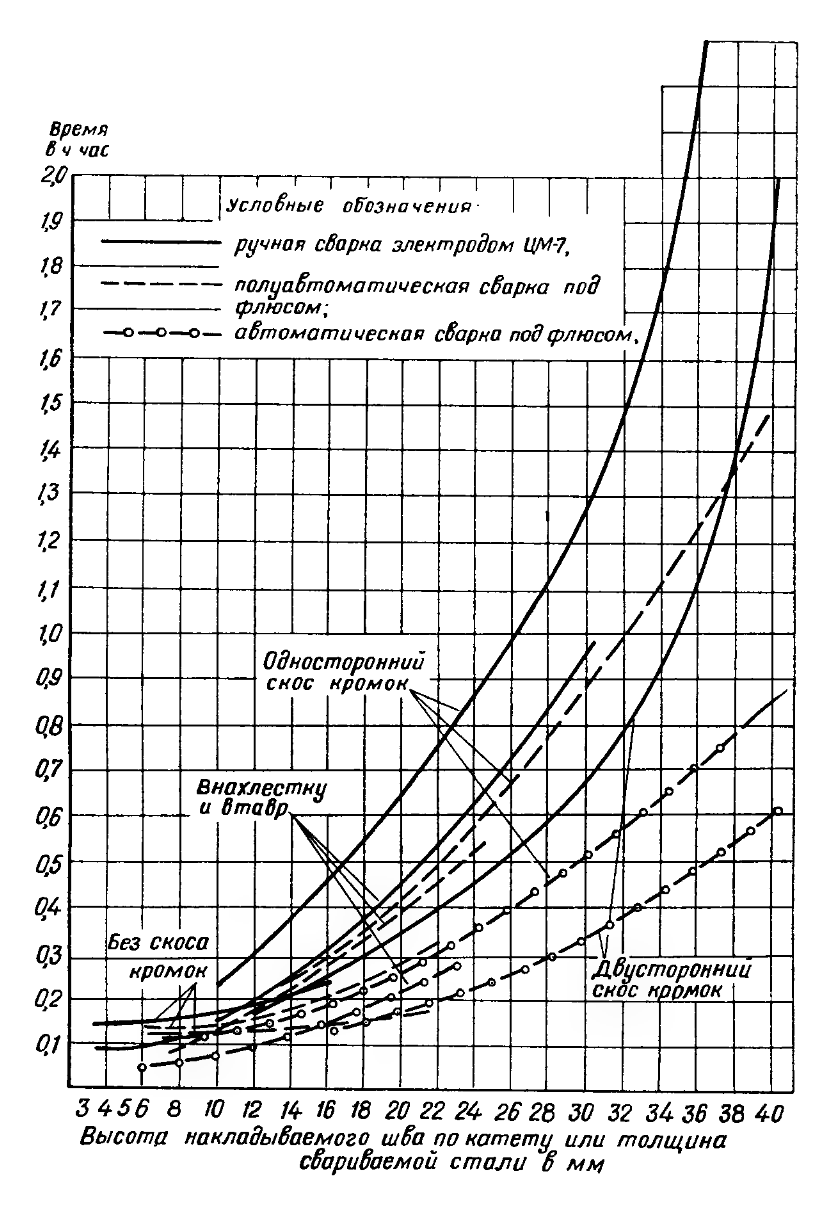


Рис. 11.18. Расход времени на сварку погонного метра шва различными способами

Повышение производительности труда при ручной сварке достигается работой на повышенных силах тока и применением скоростного метода сварки с глубоким проплавлением (погруженной дугой).

Производительность автоматической и полуавтоматической сварки выше ручной (рис. 11.18); поэтому во всех случаях, когда это рентабельно, сварку необходимо вести при помощи автоматов и полуавтоматов. Короткие и криволинейные швы, если их невыгодно выполнять автоматами, накладывают при помощи полуавтоматов или вручную. Электро-

шлаковую сварку применяют для соединения листов больших толщин при вертикальном положении швов во время сварки.

При автоматической сварке под флюсом по методу Е. О. Патона производительность повышается во много раз по сравнению с ручной сваркой, улучшаются механические свойства наплавленного металла, обеспечивается экономия электродной проволоки и электроэнергии, устраняется вредное действие сварочной дуги и газов. Автоматическую сварку стыковых швов можно вести в один проход с двусторонним формированием шва на флюсовой и флюсо-медной подкладке, на стальной

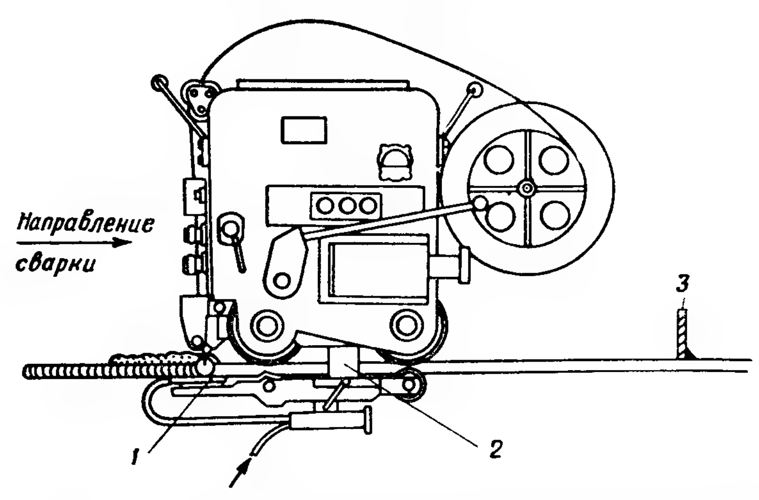


Рис. 11.19. Сварочный трактор ТС-32 Института электросварки им. Е. О. Патона

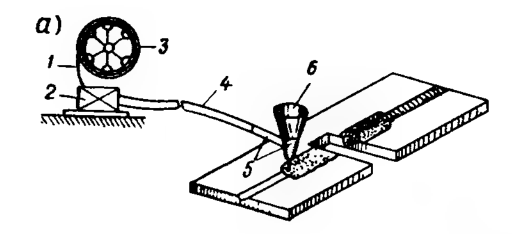
1 — формирующий медный ползун; *2* — нож; *3* — сборочная гребенка, удаляемая по мере перемещения трактора

подкладке и с предварительной ручной подваркой шва с обратной стороны. Соединение листов толщиной от 3 до 12 *мм* следует производить однопроходной сваркой с двусторонним формированием шва. Под однопроходную сварку с двусторонним формированием шва листы должны быть собраны с зазором, обеспечивающим свободное прохождение ножа, крепящего ползун трактора ТС-32 (рис. 11.19). При этом на кромках свариваемых листов недопустимы неровности и заусенцы, а сборку деталей следует производить на гребенках, удаляемых по мере передвижения трактора.

При сварке кольцевых швов цилиндрических конструкций конец электродной проволоки следует смещать от вертикальной оси поперечного сечения конструкции на 25—60 *мм* в сторону, обратную направлению вращения свариваемой конструкции.

Полуавтоматическая сварка применяется для выполнения коротких и криволинейных швов. Ее ведут под флюсом (рис. 11.20), с намагничивающимся флюсом (рис. 11.21), порошковой проволокой и в углекислом газе (рис. 11.22). Порошковая проволока, представляющая собой свернутую в трубку ленту, внутри которой запрессован флюс, применяется для полуавтоматической сварки вместо обычной сварочной проволоки. Находящийся внутри проволоки флюс создает надежную защиту расплавленного металла от влияния азота и кислорода воздуха, а также легирует металл шва, обеспечивая требуемые механические свойства шва.

При толщине швов до 14 *мм* скорость автоматической сварки под флюсом составляет 20—50 *м/ч*, полуавтоматической — 12—36 *м/ч*, ручной — 4—7 *м/ч*.



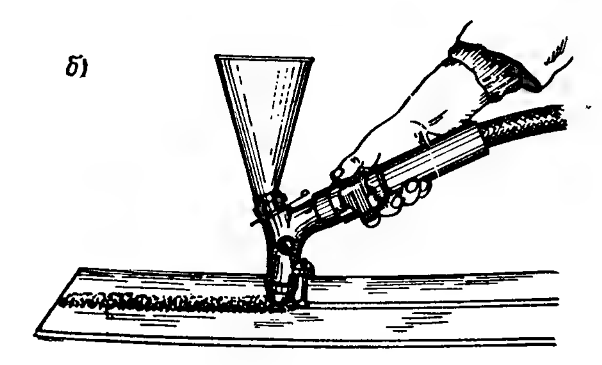


Рис. 11.20. Полуавтомат ПШ-54 для сварки под флюсом Института электросварки им. Е. О. Патона

а — схема; *б* — держатель с упором; *1* — голая сварочная проволока диаметром 1—2 *мм*; *2* — механизм подачи проволоки; *3* — кассета с проволокой; *4* — гибкий шлаиговый провод; *5* — держатель с флюсом; *6* — буикер для флюса

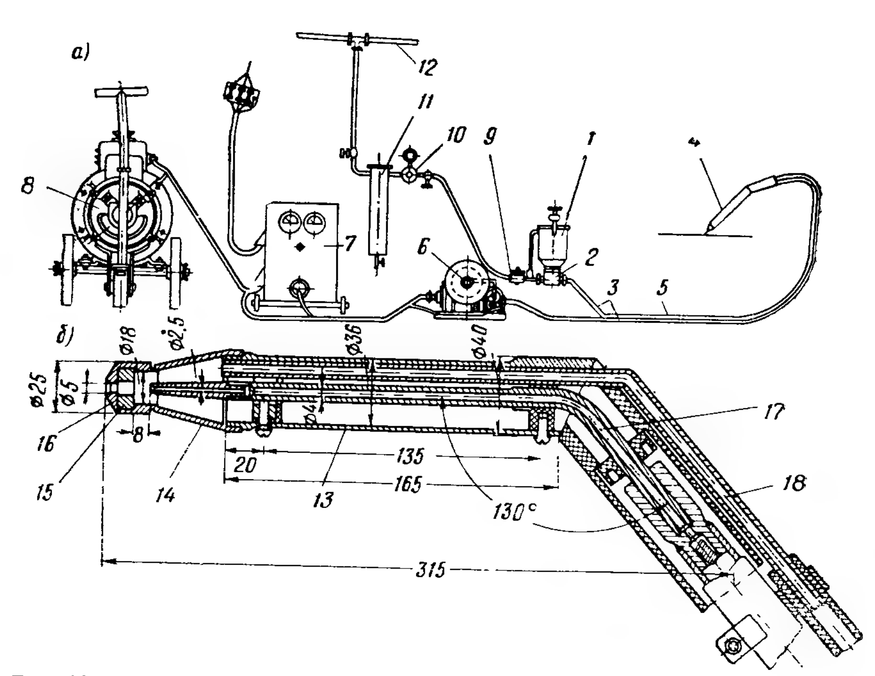


Рис. 11.21. Полуавтоматическая установка для сварки с намагничивающимся флюсом

а — схема; *б* — держатель; *1* — буикер для флюса; *2* — флюсоподающий аппарат; *3* — резиновый шланг; *4* — держатель; *5* — гибкий шлаиговый провод; *6* — механизм подачи проволоки; *7* — пульт управления; *8* — генератор постоянного тока; *9* — вентиль; *10* — манометр; *11* — осушитель; *12* — сеть сжатого воздуха; *13* — корпус держателя; *14* — магнитная наставка; *15* — постоянный магнит; *16* — втулка с калибрующим отверстием; *17* — трубка для подачи проволоки; *18* — трубка для подачи флюса

При электрошлаковой сварке источником нагрева служит тепло, выделяющееся в расплавленном флюсе при прохождении через него электрического тока (рис. 11.23).

В промежуток между кромками свариваемых деталей вводят один или несколько электродов, концы которых погружают в ванну расплавленного шлака. Этим способом наиболее удобно сваривать вертикальные стыковые швы листовых конструкций толщиной 30—160 *мм*.

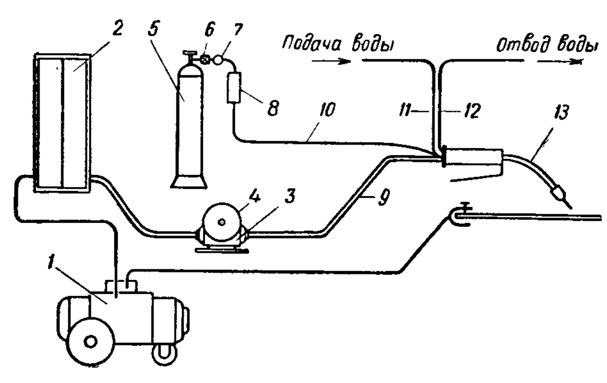


Рис. 11.22. Полуавтоматическая установка для сварки в углекислом газе

1 — генератор постоянного тока; *2* — аппаратный шкаф; *3* — механизм подачи проволоки; *4* — бухта проволоки; *5* — баллон с углекислым газом; *6* — осушитель газа; *7* — редуктор; *8* — расходомер газа; *9* — гибкий шланговый провод; *10* — трубка подачи газа; *11* — резиновая трубка подачи воды; *12* — резиновая трубка отвода воды; *13* — сварочная горелка

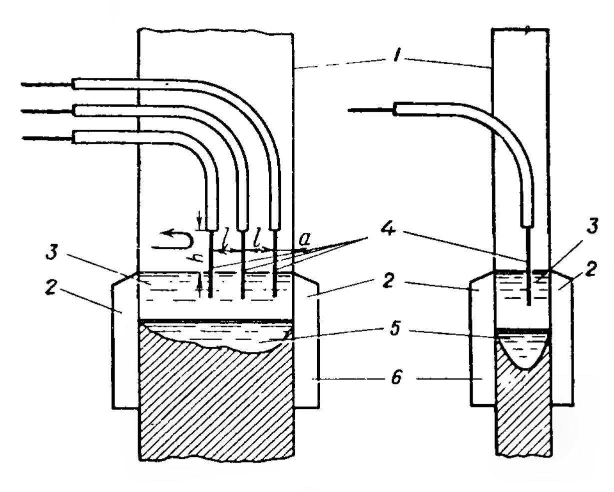


Рис. 11.23. Схема процесса электрошлаковой сварки

1 — кромки свариваемых деталей; *2* — удерживающие приспособления; *3* — ванна расплавленного шлака; *4* — электроды; *5* — ванна расплавленного металла; *6* — сварной шов

Свариваемые кромки скосов не имеют. Листы собирают с зазором, который по длине постепенно увеличивают из расчета 1—3 *мм* на каждый метр. По сравнению с автоматической сваркой под флюсом листов больших толщин электрошлаковая сварка имеет следующие преимущества: расход флюса в 15 раз меньше и не превышает 3—5% веса наплавленного металла; расход электроэнергии на 1 *кг* наплавленного металла в 1,5—2 раза меньше; производительность в 10—15 раз выше многослойной автоматической; склонность к образованию пор меньше; температурные условия околошовной зоны более благоприятны; исключается загрязнение металла шва шлаковыми включениями, так как сварка производится за один проход.

Углеродистую сталь сваривают проволокой марок Св.08А, Св.08Г, Св.08ГА, а низколегированную сталь — проволокой марок Св.10Г2 и Св.10Г по ГОСТ 2246—60, применяя флюсы АН-8, АН-8М, АН-22 и ФЦ-7.

Электрошлаковую сварку можно производить на постоянном и переменном токе. Оптимальная глубина ванны 40—60 *мм*. Сварочный ток обычно принимают от 400 до 750 *а*, а напряжение — от 25 до 45 *в*. Диаметр электрода 3 *мм*. Оптимальная скорость перемещения электродов вдоль оси ванны составляет 30—40 *м/ч*. В начале шва на длине до 80 *мм* всегда имеется непровар свариваемых кромок, а в конце могут образоваться трещины и рыхлости; поэтому по концам вертикального шва приваривают выводные планки длиной 70—80 *мм* (рис. 11.24). Зазор между кромками деталей при электрошлаковой сварке: при толщине

листов 30—50 *мм* — 18 *мм*; 56—70 *мм* — 20 *мм*; 75—100 *мм* — 22 *мм*; 100—160 *мм* — 24 *мм*.

Заводская сварка листовых конструкций производится в специальных приспособлениях, позволяющих производить сварку всех или большинства швов в нижнем положении. На рис. 11.25 приведено поворотное приспособление для сварки собранных сферических и эллипсоидальных днищ различных диаметров.

Вращение цилиндрических конструкций необходимо при сварке кольцевых швов, для установки под сварку в нижнем положении продольных швов, при осмотре и контроле швов, а также при исправлении выявленных дефектов сварки.

Рабочие места для автоматической сварки труб большого диаметра, горизонтальных резервуаров и газгольдеров постоянного объема оборудуются роликовыми стендами, обеспечивающими вращение этих конструкций при сварке кольцевых швов и установку в требуемое положение при сварке продольных швов.

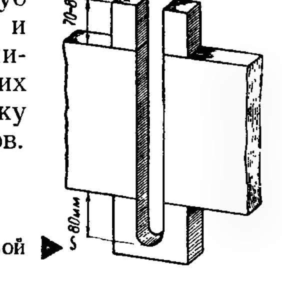


Рис. 11.24. Расположение выводных планок при электрошлаковой сварке

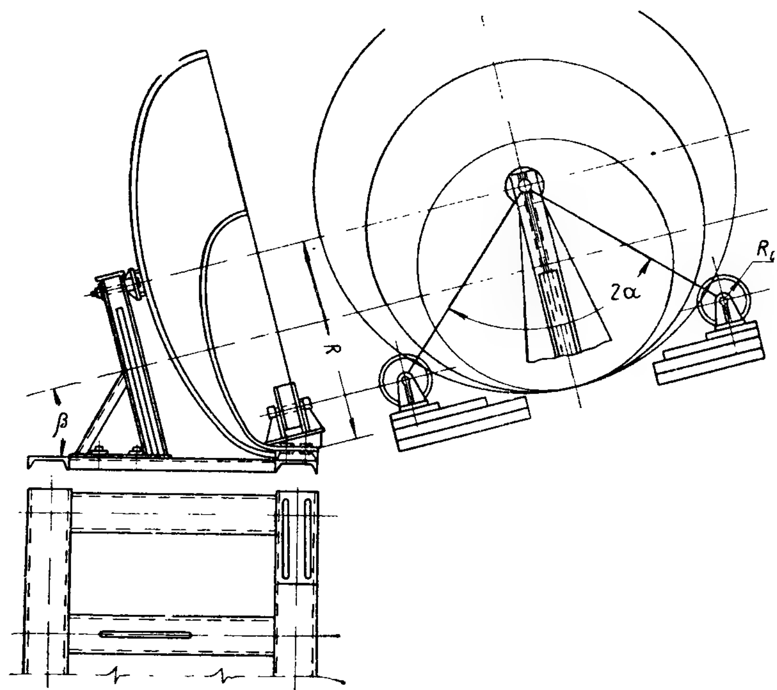


Рис. 11.25. Поворотное приспособление для сварки сферических и эллипсоидальных днищ различных диаметров

Роликовый стенд для сварки цилиндрических конструкций (рис. 11.26) имеет два ряда роликов, один из которых ведущий, а второй — холостой. Ведущие ролики насажены на общий приводной вал и снабжены резиновыми шипами для увеличения силы сцепления с вращаемой конструкцией.

Автоматическая сварка наружных и внутренних швов цилиндрических конструкций производится сварочными тракторами, что упрощает установку (по сравнению с установкой для сварки подвесной самоход-

ной сварочной головкой) и обеспечивает точное направление дуги по шву, так как, находясь на свариваемой конструкции, трактор следует за всеми ее неровностями, сохраняя постоянное расстояние между электродом и основным металлом.

Установка для сварки цилиндрических конструкций трактором (рис. 11.27) состоит из роликового стенда и передвижной рабочей пло-

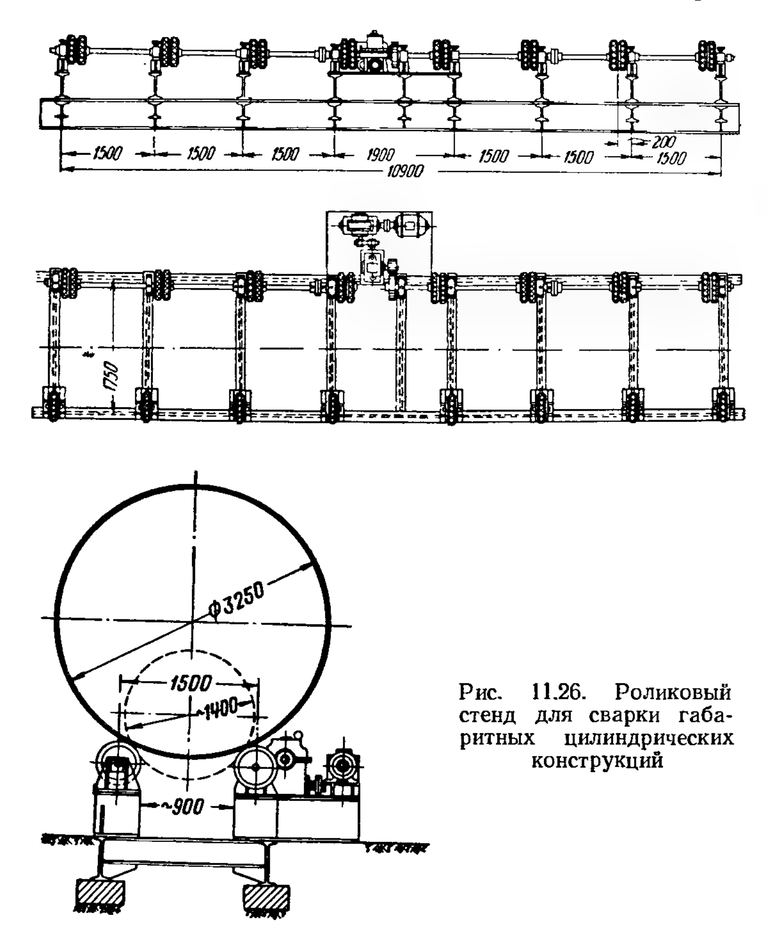


Рис. 11.26. Роликовый стенд для сварки габаритных цилиндрических конструкций

щадки, на которой помещается трактор для сварки наружных швов. По мере сварки площадка перемещается вдоль оси конструкции.

Во время сварки наружных кольцевых швов ведущие ролики трактора отключаются от привода, а шасси присоединяется к площадке горизонтальной шарнирной тягой, удерживающей трактор на месте.

При сварке внутренних кольцевых швов трактор устанавливается внутри конструкции внизу так, чтобы направление движения трактора совпадало с кольцевым швом. После этого одновременно включаются роликовый стенд и сварочный трактор, причем линейная скорость вращения конструкции должна совпадать со скоростью трактора, перемещающегося в сторону, противоположную направлению вращения оболочки. Таким образом, положение трактора в пространстве не изменяется и сварка производится все время в нижнем положении. При сварке продольных швов конструкция остается неподвижной, а трактор движется по ней вдоль шва.

При сварке цилиндрических конструкций применяют однопроходную автоматическую сварку изнутри на флюсо-медных подкладках, устанавливаемых под конструкцией. Медные подкладки толщиной 6 *мм*

имеют посередине небольшой желоб, в который заранее засыпается флюс. Для того чтобы обеспечить полное проплавление по толщине, зазор делается 2—3 *мм*. Автоматическая сварка на флюсо-медных подкладках позволяет исключить сварку швов с наружной стороны и резко повысить производительность.

При сварке обечаек различных диаметров на одном рабочем месте и необходимости вследствие этого частой переналадки роликового стенда может применяться конструкция передвижной тележки с качающимися роликами (**рис. 11.28**).

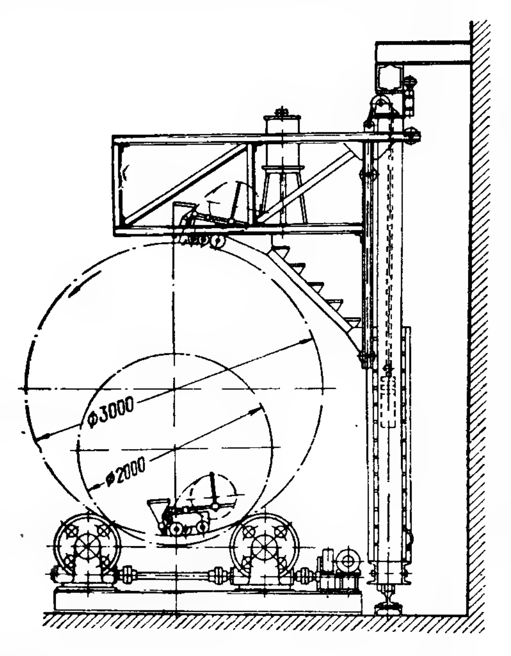


Рис. 11.27. Установка для сварки цилиндрических конструкций трактором

Для автоматической сварки полушаровых днищ применяют специальный роликовый стенд (рис. 11.29), представляющий собой раму, на которой установлены четыре ролика.

Два свариваемых днища предварительно соединяют в шар таким образом, чтобы швы одного днища являлись продолжением швов другого днища. На одном из днищ средний (круглый) лист не устанавливают, а остающееся отверстие используют для сварочных работ внутри шара. Собранный шар подают на роликовый стенд (рис. 11.29) для автоматической сварки меридиональных швов трактором сначала изнутри, а потом снаружи.

Заводское изготовление рулонных заготовок и монтаж из них листовых конструкций типа вертикальных цилиндрических резервуаров, мокрых газгольдеров, сухих газгольдеров с кольцевым фартуком, воздухонагревателей, пылеуловителей, декомпозеров позволяет не только удешевить и ускорить их возведение, но и улучшить качество конструкций рассматриваемой категории.

Контроль качества заводских швов листовых конструкций может производиться наружным осмотром, путем применения керосина, испытанием пневматическим или гидравлическим давлением, ультразвуком, рентгенопросвечиванием, гамма-просвечиванием, магнитографическим методом, люминесцентным методом и др.

§ 6. ПОТОЧНЫЕ ЛИНИИ НА ЗАВОДАХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ. СБОРКА И СВАРКА АЛЮМИНИЕВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Коренные изменения в технологический процесс изготовления деталей и конструкций вносит внедрение поточных линий на заводах металлоконструкций. Оборудование размещается соответственно последовательности выполнения производственных операций. Детали транспортируются от станка к станку при помощи специальных рольгангов и поперечных транспортеров. Все измерительные операции выполняются при помощи программных устройств. Управление процессом ведется с соответствующих пультов.

На рис. 11.30 изображена схема поточной линии изготовления габаритных алюминиевых резервуаров на киевском заводе «Большевик», раз-

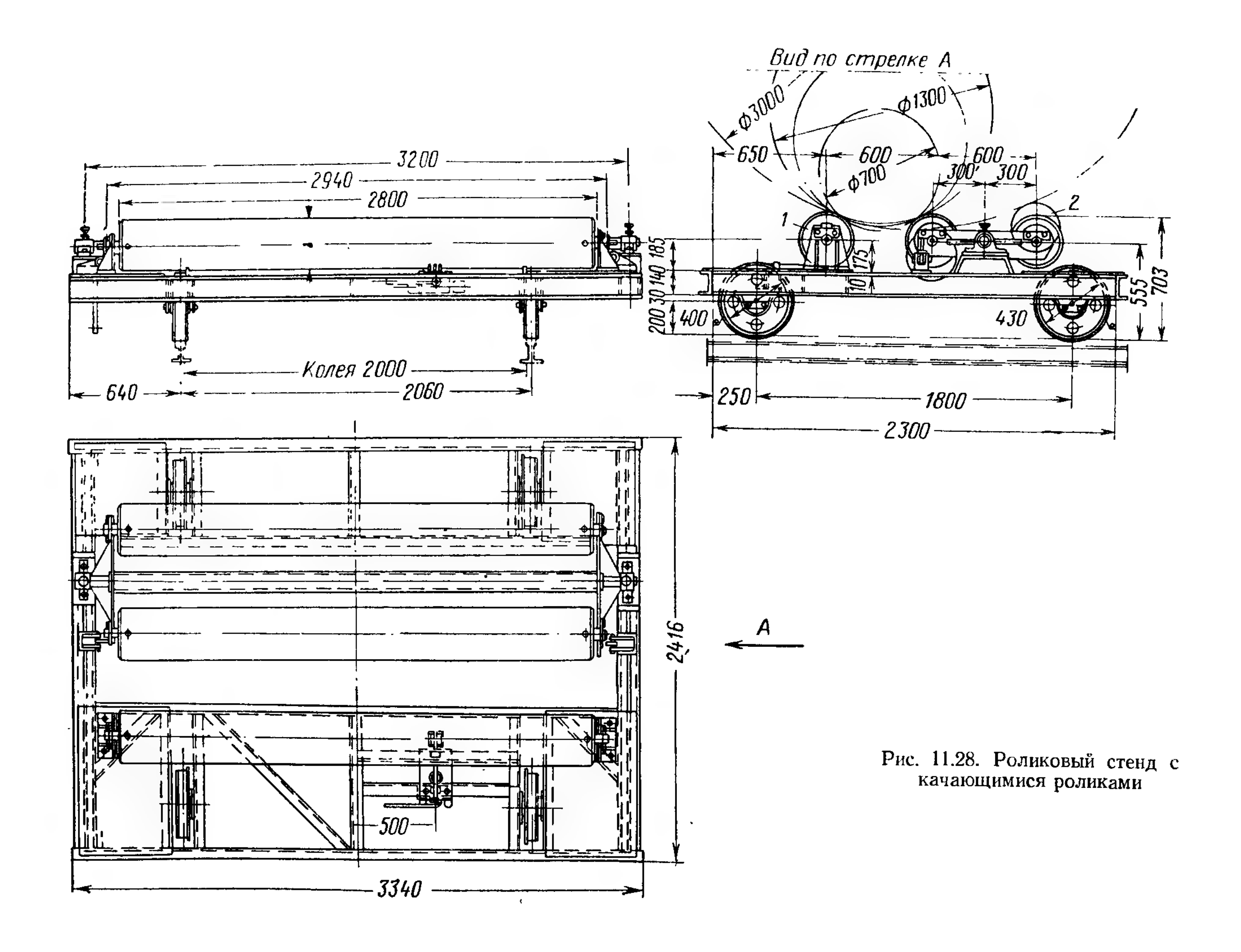
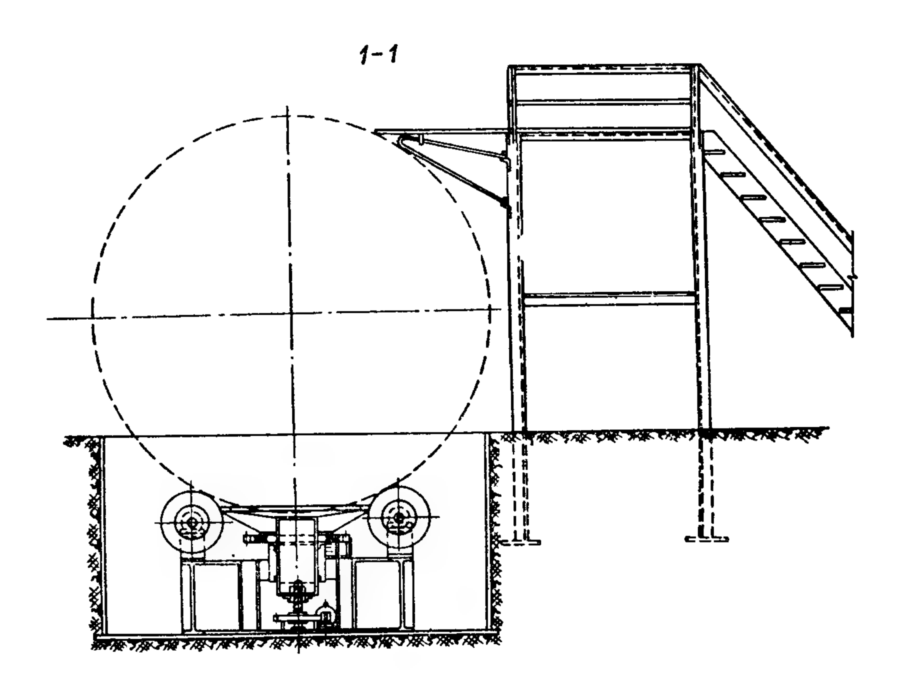


Рис. 11.28. Роликовый стенд с качающимися роликами

работанная Институтом электросварки им. Е. О. Патона в содружестве с трестом Продмонтаж и самим заводом. Автоматическая сварка всех швов производится расщепленным электродом, что позволяет отказаться от стальной подкладки и перейти к сварке на флюсовой подкладке. Это значительно снижает требования к точности сборки. Сущность способа состоит в том, что сварку ведут двумя параллельными электродами, рас-



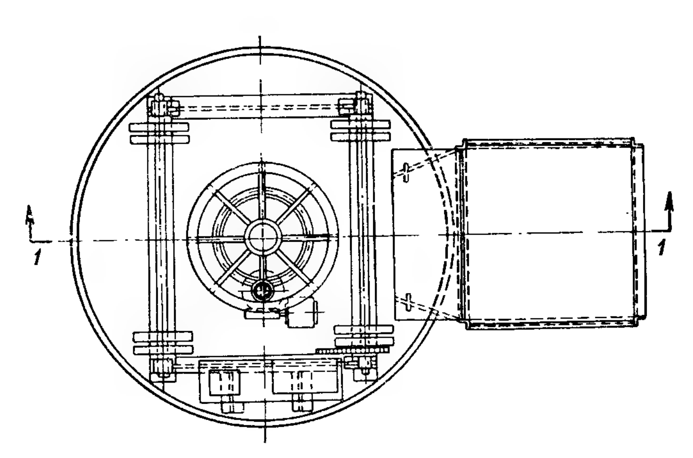


Рис. 11.29. Роликовый стенд для автоматической сварки полушаровых днищ

положенными по обеим сторонам стыка с одной стороны; сварочный ток подводят к электродам от одного источника, и их дуги образуют общий «факел».

Применение автоматической сварки алюминиевых резервуаров на заводе повысило производительность труда в 3,5 раза, а годовая экономия электродной проволоки составляет 17,5 *т*. При сварке алюминия

используют легкоплавкие флюсы, состоящие из хлористых и фтористых солей натрия, калия, лития и других элементов. При сварке под такими флюсами дугу окружает большое количество жидкого электропроводного шлака. Дуговой процесс при этом нарушается и переходит в электрошлаковый (бездуговой). Нагрев основного металла становится недостаточным для нормального его проплавления, и расплавленный присадочный металл откладывается на поверхности алюминия, не сплавляясь с ним. Чтобы стабилизировать дуговой разряд, не допускают контакта

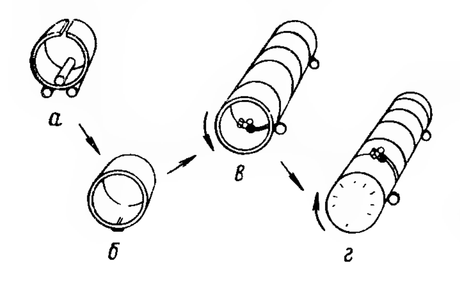


Рис. 11.30. Схема поточной линии изготовления горизонтальных алюминиевых резервуаров емкостью 100 $м^3$ диаметром 3 *м* толщиной 16 *мм*

а — вальцовка листов в обечайки; *б* — сварка продольных швов обечаек; *в* — сварка швов с внутренней стороны резервуара; *г* — сварка швов с наружной стороны резервуара

конца электрода со шлаком, для чего уменьшают толщину слоя флюса и производят сварку полуоткрытой дугой. Питание дуги при этом может осуществляться от сварочных генераторов постоянного тока или других источников. Электродная проволока подается автоматически. Способ

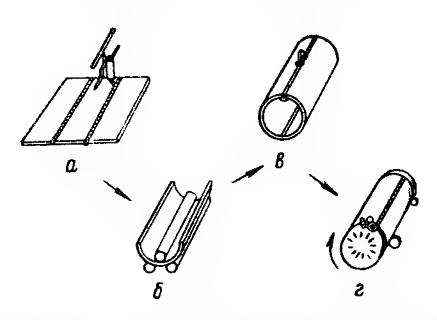


Рис. 11.31. Схема поточной линии изготовления алюминиевых цистерн из листов длиной 12 *м*

а — сварка полотнищ-карт; *б* — вальцовка карт в полуобечайки; *в* — сварка продольных швов полуцилиндров; *г* — приварка днищ

автоматической сварки алюминия полуоткрытой дугой разработан в Институте электросварки им. Е. О. Патона. Этот способ называют также сваркой по слою флюса. Важной особенностью описанного способа сварки алюминия является глубокое проплавление основного металла. При таком проплавлении тепло сварочной ванны подогревает металл впереди дуги, вследствие чего отпадает необходимость в предварительном и сопутствующем подогреве свариваемого изделия.

На рис. 11.31 приведена схема поточной линии изготовления алюминиевых цистерн без кольцевых швов корпуса. На трех установках автоматами сваривают 85% основных швов. Вручную приваривают только горловины люков и другие детали с короткими швами. При автоматической сварке полуоткрытой дугой достигается высокое и стабильное качество швов, повышение производительности труда в 7—8 раз по сравнению с ручной электродуговой сваркой плавящимся и неплавящимся электродом, экономия электродной проволоки и электроэнергии на 30—50%. Вместе с тем отпала необходимость предварительного и сопутствующего подогрева изделия, а также правки изделия после сварки.

Поточная линия для изготовления алюминиевых резервуаров, разработанная трестом Промтехмонтаж Главтехмонтажа Министерства строительства РСФСР совместно со сварочной лабораторией треста Оргпроекттехмонтаж, введена в Воронеже. На этой линии изготовляются алюминиевые резервуары со сферическими днищами диаметром до

3 *м*, длиной до 12 *м* со стенкой толщиной от 8 до 16 *мм*. Автоматическая сварка продольных и кольцевых швов резервуара производится двумя методами: в среде защитного инертного газа (аргона), а при отсутствии аргона — полуоткрытой дугой по слою флюса с установкой подкладной полосы из нержавеющей стали для обеспечения формирования обратного шва.

§ 7. ИЗГОТОВЛЕНИЕ МЕТОДОМ СВОРАЧИВАНИЯ И УПРУГОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Негабаритные листовые конструкции в виде рулонных заготовок применяются при заводском изготовлении вертикальных и горизонтальных цилиндрических резервуаров, мокрых и сухих газгольдеров переменного объема, воздухонагревателей, пылеуловителей, декомпозеров, скрубберов и других цилиндрических конструкций.

За последние годы на одном из заводов рулонных заготовок построен новый мощный стан полезной шириной 18 *м*. Проект такого стана разработан Институтом электросварки им. Е. О. Патона, институтами Проектнефтеспецмонтаж и ВНИИМонтажспецстрой.

Особенности нового стана для сборки, сварки и рулонирования полотнищ большой ширины: все швы стыковые; сварка под слоем флюса на медных подкладках; прижим свариваемых листов к медной подкладке на верхнем ярусе производится пневматическими устройствами (усилие прижима — 4 *т* на 1 *м* сварного шва); сварка на нижнем ярусе ведется без прижима; мощность электродвигателя на стане 80 *квт*; мощность электродвигателя механизма сворачивания полотнища в рулон — 55 *квт*; габариты стана: длина 50 *м*, ширина 21 *м*, высота 6,3 *м*; производительность стана в 2,5 раза больше производительности двухъярусных установок для изготовления рулонных заготовок шириной до 12 *м*.

Поперечные размеры многих цилиндрических сосудов и труб не позволяют изготовлять их на заводе целиком. К таким листовым конструкциям относятся вращающиеся печи цементных заводов, диаметр которых достигает 5 *м*, сосуды химической и нефтезаводской аппаратуры диаметром от 4,5 до 9 *м* и многие другие конструкции.

Заводское изготовление негабаритных листовых конструкций может выполняться способом упругого деформирования [100].

Основная идея этого способа заключается в том, что при изготовлении негабаритной цилиндрической конструкции оставляют незамкнутым один стык вдоль образующей (рис. 11.32, *а*). Это дает возможность уменьшить диаметр конструкции путем ее деформирования на время перевозки (рис. 11.32, *б*). Если при этом не превышен предел упругости металла, то на монтажной площадке достаточно удалить временные закрепления, чтобы цилиндр приобрел первоначальную форму и чтобы можно было сварить автоматом или полуавтоматом замыкающий шов вдоль образующей.

Закрепление в упруго-деформированном состоянии производится при помощи планок, перекрывающих наружную свободную кромку конструкции и приваренных по обеим сторонам кромки. При монтаже планки срезают газопламенным способом с соблюдением необходимых мер предосторожности.

Способ упругого деформирования цилиндрической оболочки не идентичен сворачиванию плоских полотнищ резервуаров в рулоны. Его применяют при изготовлении крупных сосудов и труб из листов, полученных путем гибки на вальцах или горячей штамповки, при продольном расположении листов в обечайках (рис. 11.33). Продольное расположение листов позволяет применять электрошлаковую сварку, весьма экономичную в конструкциях из толстой стали и удобную тем, что она не вызывает угловых остаточных деформаций.

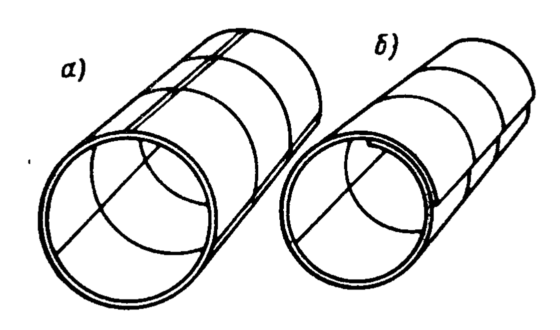


Рис. 11.32. Негабаритная цилиндрическая конструкция диаметром 4,5—9 *м*

а — до и после перевозки; *б* — во время транспортирования

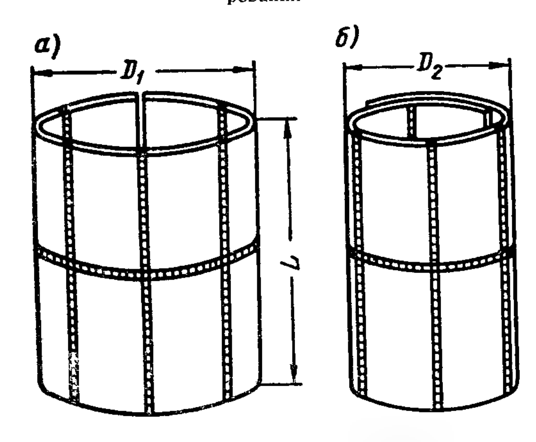


Рис. 11.33. Продольное расположение листов в конструкции, изготовленной методом упругого деформирования

Изготовление конструкций рассмотренным способом имеет то преимущество, что заводские допуски сохраняются после перевозки и освобожденный при монтаже от напряженного состояния цилиндр снова возвращается к исходной форме. Поскольку правильная сборка и сварка замыкающего укрупнительного стыка представляет несложную операцию, точность геометрической формы конструкции определяется главным образом качеством заводских работ.

В табл. 11.1 приведены диаметры обечаек из малоуглеродистой стали, которые могут быть получены методом упругого деформирования при различных сочетаниях проектного диаметра и толщины оболочки.

Применяя способ упругого деформирования, необходимо определить усилие, направленное при стягивании обечайки по касательной к последней, для подбора сечения каната и выбора механизма его натяжения. Решить эту задачу можно исходя из того, что работа, совершаемая си-

Таблица 11.1

Толщина стенки в *мм*	Диаметр отправочных элементов при проектных диаметрах обечайки в *мм*											
	4500	4750	5000	5250	5500	5750	6000	6500	7000	7500	8000	9000
10	2910	3010	3110	3210	3300	3385	3470	3630	3785	3930	4060	4310
12	3090	3200	3330	3430	3540	3630	3740	3920	4100	4260	4420	
14	3230	3370	3490	3610	3730	3840	3950	4160	4350			
16	3360	3480	3630	3750	3880	4000	4120	4360				
18	3450	3600	3740	3880	4010	4150	4270					
20	3540	3680	3820	3980	4120	4250	4390					
24	3660	3830	3990	4150	4300							
28	3780	3940	4110	4270	4440							
32	3840	4020	4210	4380								
36	3910	4100	4280									
40	3960	4150	4340									
50	4050	4260	4450									
60	4120	4330										

лой P натяжения каната, равна приращению потенциальной энергии упруго-деформируемой оболочки:

$$P = \frac{4(D_1 - D_2) EI}{D_2^3 (1 - \mu^2)} . \qquad (11.1)$$

Здесь D_1 — проектный диаметр обечайки;

D_2 — диаметр деформированной обечайки, при котором определяется значение силы P на единицу длины обечайки;

$\frac{EI}{1 \; \mu^2}$ — соответствующая цилиндрическая жесткость оболочки.

В табл. 11.2 приведены диаметры отправочных элементов оболочки (в *мм*) из низколегированной и высокопрочной стали, которые могут быть получены способом упругого деформирования при различных значениях проектного диаметра, толщины обечайки и предела текучести стали.

Таблица 11.2

Проектный диаметр обечайки в *мм*	Толщина стенки в *мм*	Диаметр отправочных элементов в *мм* при пределе текучести $\sigma_т$ в *кГ/мм²*			
		28	32	40	60
5000	16	3630	3490	3240	2760
	24	3990	3890	3670	3240
	36	4280	4210	4030	3690
	60	—	4490	4360	4110
6000	16	4120	3940	3630	3040
	24	—	—	4180	3640
	36	—	—	—	4180
8000	16	—	—	4270	3480
	24	—	—	—	4290

Способ упругого деформирования позволяет значительно уменьшить на время перевозки диаметр негабаритных цилиндрических конструкций, имеющих несваренный стык по образующей.

Применение высокопрочных сталей с более высоким значением предела текучести расширяет область рационального использования метода упругого деформирования.

§ 8. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЗАВОДОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ И ИХ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ

Подавляющее большинство заводов металлоконструкций в настоящее время являются универсальными и изготовляют всевозможные конструкции.

Разнообразие номенклатуры делает производство металлоконструкций индивидуальным и в редких случаях мелкосерийным.

При значительном удельном объеме листовых конструкций в общем количестве металлоконструкций, унификации технологических процессов и связанных с этим типизации и стандартизации листовых конструкций необходимо создание специализированных заводов листовых конструкций, являющихся наиболее рентабельными предприятиями мелкосерийного и крупносерийного производства.

В настоящее время лишь некоторые заводы металлоконструкций специализированы по видам выпускаемых конструкций (пролетные строения мостов, рулонные заготовки листовых конструкций, гидротехнические конструкции, опоры линий электропередачи и др.).

На маломеханизированных заводах стальных конструкций выпуск в год на производственного рабочего составляет 35—40 *т*, а мощность электродвигателей на одного рабочего равна 3—4 *квт*.

На специализированных заводах листовых конструкций (рис. 11.34), при автоматизированном производстве, выпуск на производственного рабочего может быть увеличен до 150—180 *т/год*, а мощность электродвигателей — до 12 *квт*.

Основными показателями, определяющими производственный процесс завода металлоконструкций, являются производительность труда, съем продукции с 1 $м^2$ производственной площади в год и себестоимость продукции. Эти показатели зависят от трудоемкости изготовления конструкций, степени механизации, специализации производства, прогрессивности технологического процесса, типизации и стандартизации конструкций, нормализации узлов и деталей. Наибольшее удельное значение имеют три основные операции: обработка металла, сборка и сварка.

В настоящее время при годовой производительности завода стальных конструкций от 20 до 140 тыс. *т*. выпуск на основного производственного рабочего в год составляет от 90 до 135 *т*, съем с 1 $м^2$ площади — от 1,4 до 2 *т*.

В проектах новых, реконструируемых и расширяемых отечественных заводов предусматривается более высокая производительность труда: выработка на основного производственного рабочего — от 100 до 180 *т/год*, а съем продукции — от 1,8 до 3,5 $т/м^2$ в год.

Технический прогресс в производстве листовых конструкций должен базироваться на переходе к серийному производству, позволяющему организовать поточные линии по обработке деталей и сборке конструкций. Пути совершенствования технологического процесса изготовления листовых конструкций заключаются в дальнейшей механизации и автоматизации процессов обработки, сборки и сварки, постройке и освоении автоматических и полуавтоматических поточных линий.

Организация серийного производства на заводах листовых конструкций с применением поточных линий позволяет повысить производительность более чем вдвое, увеличить съем продукции с 1 $м^2$ в 2,5 раза, снизить себестоимость продукции на 15—20%.

В развитии специализации производства металлоконструкций большую роль играет типовое проектирование, которое должно путем унификации конструктивных элементов обеспечить массовость продукции, постоянство технологической оснастки и значительное ускорение производства при улучшении качества выпускаемых конструкций. Специализация коснется не только отдельных цехов, но и заводов. В первую очередь это относится к заводам рулонных заготовок для резервуаров, газгольдеров, скрубберов, декомпозеров, воздухонагревателей, газопроводов, диффузоров вентиляторных градирен, воронок силосов и др.

Вес ежегодно изготовляемых рулонных заготовок уже сейчас составляет 300 тыс. *т*. В дальнейшем их будет изготовляться значительно больше.

Большие перспективы имеет метод упругого деформирования заготовок. Он успешно применен при изготовлении вращающихся цементных печей диаметром 5 *м*. Этот метод может быть распространен на негабаритные листовые конструкции диаметром до 9 *м*.

Прогрессивное улучшение производства листовых конструкций потребует изменений конструктивной формы сооружений в направлении типизации, стандартизации и повышения ее соответствия требованиям поточного производства.

§ 9. ИЗГОТОВЛЕНИЕ АЛЮМИНИЕВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Изготовление алюминиевых конструкций значительно отличается от производства стальных конструкций: режут алюминий пилами и фрезами; отверстия не продавливают, а сверлят. При изготовлении таких

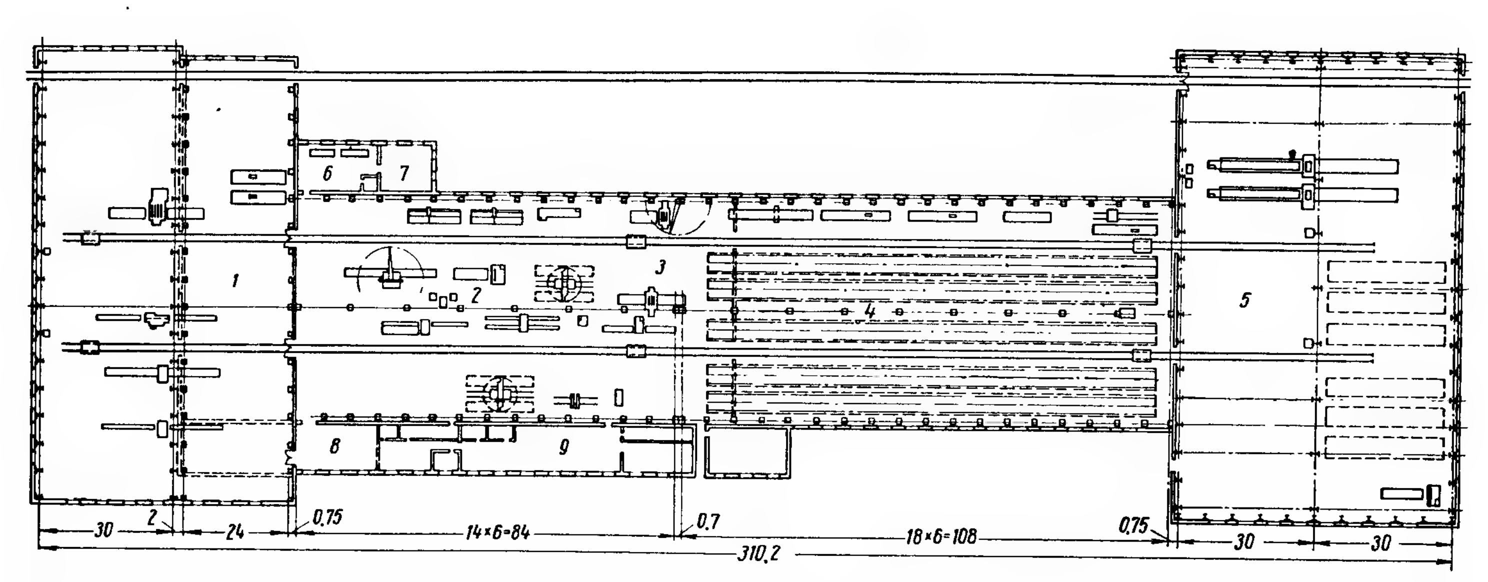


Рис. 11.34. Технологическая схема завода, изготовляющего конструкции малого и среднего веса (трубопроводы, габаритные резервуары и др.), производительностью 20—40 тыс. *т* в год

1 — цех подготовки; *2* — цех обработки; *3* — склад деталей; *4* — цех сборки; *5* — малярно-погрузочный цех; *6* — разметочная; *7* — ремонтно-строительный цех; *8* — кузнечно-метизный цех; *9* — ремонтно-механический цех

конструкций требуются увеличение радиусов изгиба, а также правка и обработка элементов на деревянных стеллажах и т. п. Из-за повышенной чувствительности алюминия к повреждению, при изготовлении деталей следует размечать и наносить на поверхность деталей необходимые пометки карандашом или мелком вместо кернов, применяемых для стальных деталей. Кислородная резка алюминия исключается из-за вызываемых при этом термических повреждений, а также потому, что она дает оплавление металла и весьма неровную линию реза. По первой из указанных причин недопустимо применять огневую (газопламенную) очистку поверхности алюминиевых конструкций.

Для сварных листовых конструкций рекомендуются алюминий марок А00, А0, АД1, АМцС и алюминиевые сплавы марок АМг3 и АМг5 в зависимости от степени агрессивности среды. Сплав АМцС обладает хорошей свариваемостью; его химический состав незначительно отличается от стандартного сплава АМц содержанием железа и кремния.

Алюминий и его сплавы широко применяют в емкостной, колонной и теплообменной аппаратуре химической и пищевой промышленности для сред средней и повышенной агрессивности (А00 и А0), в той же аппаратуре для сред пониженной и средней агрессивности (АД1). Рационально применение алюминиевых сплавов для крупногабаритной емкостной аппаратуры, предназначенной для хранения и перевозки сжиженных кислорода, азота, водорода, этилена, а также для емкостной, колонной и теплообменной аппаратуры установок глубокого охлаждения, в которой температура стенки достигает минус 254° С (АМцС, АМг3, АМг5).

Зазоры в стыках алюминиевых конструкций должны быть на 1—2,5 *мм* меньше, чем в стыках стальных конструкций (0—1,5 *мм* вместо 1—4 *мм*).

Для уменьшения сварочных деформаций необходимо:

а) применять специальные прижимные устройства для обеспечения надежного прижатия околошовной зоны соединений; прижимные приспособления желательно облицовывать теплопроводным материалом для лучшего отвода тепла от зоны сварки;

б) производить сварку с минимальным нагревом соединяемых деталей путем увеличения скорости сварки и применения автоматической и полуавтоматической сварки;

в) компенсировать общие деформации конструкций соответствующими припусками и компенсаторами;

г) обеспечивать тщательную очистку деталей перед сваркой;

д) делать прихватки в нахлесточных, тавровых и угловых соединениях без присадки, путем оплавления кромок деталей.

Особенности сборки и сварки листовых алюминиевых конструкций описаны в § 6.

В связи с особенностями изготовления алюминиевых конструкций существующие заводы стальных конструкций не могут быть приспособлены для их эффективного производства. Для широкого использования алюминия в листовых конструкциях необходимо создать производственную базу по изготовлению указанных конструкций в намеченном объеме. Следует разработать типовые проекты заводов алюминиевых конструкций, определить их производительность, технологическое оборудование, поточные линии производства, а также обеспечить рациональное размещение этих заводов на территории Советского Союза.

ЦНИИПроектстальконструкция разработал проект первого в СССР завода строительных алюминиевых конструкций производительностью 5000 *т* в год. Общий вид завода показан на рис. 11.35, а технологический план — на рис. 11.36.

Пролет 24 *м* оборудован кранами грузоподъемностью 5—10 *т* и используется для изготовления несущих конструкций. Ограждающие конструкции изготовляют в остальных нефах. Правая часть этих пролетов



Рис. 11.35. Общий вид завода алюминиевых конструкций

Рис. 11.36. Технологическая схема завода алюминиевых конструкций

1 — заготовительно-сборочный цех; *2* — сборочно-монтажный цех; *3* — участок узловой сборки; *4* — участок укрупнительной сборки; *5* — цех комплектации и упаковки; *6* — ремонтно-инструментальный цех; *7* — цех скобяных изделий и креплений; *8*, *11* — склады металла; *9* — склад готовой продукции; *10* — цех несущих конструкций; *12* — отделение обработки; *13* — участок сборки сварных конструкций; *14* — участок общей сборки; *15* — отделение окраски и погрузки; *16* — полировальный цех; *17* — цех покрытий с отделением анодирования; *18* — промежуточный склад; *19* — отделение окраски

отведена под окончательную сборку. В дальнейшем будут строиться заводы алюминиевых конструкций производительностью 15—20 тыс. *т* в год.

Ориентировочные показатели годового съема продукции и удельных капиталовложений для строительства заводов алюминиевых конструкций:

Годовой съем продукции в $т/м^2$	0,5—0,6
Удельные капиталовложения в $руб/м^2$	130—145
» » » $руб/т$	240—260

Глава 12
МОНТАЖ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Одним из ведущих направлений при организации монтажа является максимально возможное укрупнение элементов листовых конструкций на заводах-изготовителях до величины, удовлетворяющей габаритам железных дорог и грузоподъемности подвижного состава.

Полностью в собранном виде возможно транспортирование цистерн для хранения светлых нефтепродуктов (см. главу 3), газгольдеров и ресиверов постоянного объема (см. главу 5), частей трубопроводов (см. главу 9), а также ряда специальных конструкций (дюкеров, аэродинамических труб разного размера, однотрубных стволов мачт и др.), поперечные размеры которых не превышают габаритных размеров подвижного состава железных дорог.

В тех случаях, когда изделие негабаритно только по длине, оно членится на отправочные марки, длина которых увязывается с габаритами железнодорожных составов.

К таким конструкциям относятся трубопроводы, в которых количество сварных швов зависит от длины отправляемого участка трубы и его диаметра:

$$\eta = \frac{S}{l} = \pi \frac{d}{l}. \qquad (12.1)$$

При членении листовых конструкций на отправочные монтажные элементы следует учитывать необходимость наиболее полной загрузки транспортных средств — использования не только габаритов подвижного транспорта, но и его грузоподъемности.

Большинство листовых конструкций имеет внешние размеры, существенно превышающие размеры, допустимые для железных дорог. Значительно уменьшается объем сварки, выполняемой на монтаже, при изготовлении ряда конструкций рулонным способом (см. § 7 глава 11).

При полистовой сборке листовых конструкций на монтаже должны быть выдержаны требования СНиП и других нормативных документов по сохранению геометрической формы изделия в целом и его частей и качества сварных соединений, которые существенно зависят от зазоров между листами, определяемых точностью сборки конструкции. Поэтому при монтаже должно быть уделено особое внимание отработке технологии сборки и сварки конструкций, приспособлений, обеспечивающих заданные требования и выполнение их. Контроль качества монтажных сварных соединений так же, как и заводских, может выполняться любым из ранее указанных способов, наиболее удобным и надежным для применения в данной листовой конструкции.

Сдаваемые в эксплуатацию листовые конструкции должны полностью соответствовать проекту.

Во время монтажа нельзя допускать приварки к листовым конструкциям дополнительных монтажных элементов, не предусмотренных проектом организации монтажных работ.

В листовых конструкциях, габариты которых превышают габариты железнодорожного транспорта или соответствующие габариты транспортирования по рекам и морям, большое число операций по изготовлению переносится на монтажную площадку, а заводское изготовление ограничивается правкой, обрезкой, вальцовкой, штамповкой, отбортовкой и обработкой кромок листов; в ряде случаев применяется контрольная сборка отдельных частей конструкций при помощи специальных приспособлений. Изготовление отдельных заготовок на заводе рационально для конструкций (или их частей), требующих штамповки, например для шаровых резервуаров, шаровых и эллиптических днищ, торообразных вставок, или имеющих отбортованные части, а также для конструкций, имеющих большую толщину и сложную конфигурацию (например, конструкции доменных печей, аэродинамических труб, напорных труб гидроэлектростанций, дюкеров, ресиверов большого давления и т. п.).

При изготовлении конструкций на монтажной площадке этапы монтажа зависят от вида конструкций и оборудования, которым располагают мастерские, габаритов мастерских и транспортных средств, имеющихся на монтажной площадке.

Выбранные при проектировании конструктивные решения во многом определяют способ монтажа сооружения. При решении конструкции и членении ее на отправочные марки следует учитывать специфические особенности данной монтажной площадки — средства и способы транспортирования, монтажное оборудование, климатические условия, мощности и специализация организации, выполняющей монтаж. Предпочтительны монтажные организации, специализировавшиеся в монтаже данных видов конструкции. Известно много случаев, когда из-за незнания специфики монтажа данного вида конструкции организации, имеющие богатый опыт в других видах работ, допускали ошибки, приводившие к нарушению целостности сооружения во время монтажа или в течение первых лет его эксплуатации.

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К МОНТАЖУ

Требования, предъявляемые к монтажу металлических листовых конструкций, устанавливаются следующими основными строительными нормами и правилами (СНиП).

Кроме того, при приемке строительных неметаллических конструкций, служащих основанием для установки листовых конструкций, должны быть выдержаны требования к качеству и точности их изготовления в соответствии с правилами производства и приемки монтажа сборных бетонных и железобетонных конструкций (СНиП III-В.1-62; III-В.2-62; III-В.3-62).

Поскольку многие виды листовых конструкций являются частью оборудования, применяемого для различных производств, на их монтаж и приемку распространяются ведомственные правила и требования (см. главу 14), в первую очередь правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, утвержденные Госгортехнадзором СССР.

Работы по монтажу могут производиться лишь на основании утвержденного проекта производства монтажных работ (составляемого специализированной проектной организацией, согласованного с генподрядной строительной организацией и утвержденного в соответствии с порядком, установленным СНиП III-А.6-62), в котором должны быть даны конкретные указания по технике безопасности. Лишь для небольших и

технически несложных объектов (например, установка габаритных цистерн и др.) допускается составление проекта производства работ в сокращенном объеме.

Ответственность за целесообразное и экономичное решение методов выполнения работ, способы и последовательность производства работ, обеспечивающие устойчивость монтируемых конструкций, несет организация, разрабатывающая проект производства работ. В проекте должны быть максимально использованы наиболее прогрессивные методы работ и типовые приспособления.

Организация, выполняющая работы, несет ответственность за соответствие выполненных работ проекту конструкций (КМД) и организации монтажных работ и соблюдению требований действующих правил.

Работы по монтажу металлических конструкций должны производиться по совмещенному графику с другими работами — окраской, футеровкой, сантехническими работами, установкой специального оборудования и др.

Руководство монтажными работами, а также работы по сборке, сварке и испытанию конструкций могут осуществляться лицами, имеющими право на производство работ. Присвоение права производства тех или иных монтажных работ должно производиться на основании правил, устанавливаемых строительными ведомствами. К производству сварки листовых конструкций, воспринимающих высокое давление (резервуары, газгольдеры, сооружения доменных цехов, напорные трубопроводы и др.), допускаются сварщики, прошедшие испытание и получившие соответствующие удостоверения согласно действующим правилам.

§ 3. ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ РАБОТЫ

Разработка проекта монтажа, назначение его сроков и связанный с этим выбор монтажного оборудования зависят от основных моментов, устанавливаемых в календарном и сетевом графике на проектирование объекта в целом.

Для новых видов сооружений, требующих проведения специальных испытаний до ввода в эксплуатацию и в процессе эксплуатации, необходимо иметь принципиальную программу испытаний и проект их последовательности.

Если конструкции изготовляются на монтажной площадке, должны быть запроектированы и построены мастерские с оборудованием, необходимым для возведения сооружений в намеченные сроки. При этом следует учитывать возможность повторного использования таких мастерских и оборудования.

Подмости, приспособления, монтажное оборудование, временные здания и сооружения должны применяться типовые или собираться из типовых элементов.

Толстолистовые конструкции заводского изготовления проходят контрольную сборку на заводе-изготовителе.

Конструкции, поступающие с завода-изготовителя на склад монтажной площадки, должны быть тщательно осмотрены. Выявленные повреждения устраняют, затем конструкции рассортировывают по объектам, маркам и очередям монтажа и подготавливают к нему — очищают от грязи и ржавчины, по возможности укрупняют, наносят необходимые риски и знаки, обозначают места строповки и центры тяжести элементов и обстраивают монтажными приспособлениями.

Конструкции необходимо укладывать на складе и транспортировать так, чтобы они были предохранены от деформации и коррозии.

Конструкции, изготовляемые на месте монтажа, целесообразно транспортировать, минуя склад, непосредственно на место монтажа. Такой же прием используется для конструкций рулонного изготовления.

При этом рулон от прирельсового склада должен транспортироваться непосредственно к месту развертывания, что позволяет избежать дополнительных операций по его такелажу.

Элементы конструкций должны подаваться со склада на монтаж с зачищенными поверхностями, по которым производится сварка элементов.

§ 4. ИНСТРУМЕНТ, ТАКЕЛАЖ И МОНТАЖНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

При монтаже листовых конструкций применяются инструмент, такелаж и монтажные приспособления такие же, как и при монтаже других металлических конструкций, а также специальные приспособления,

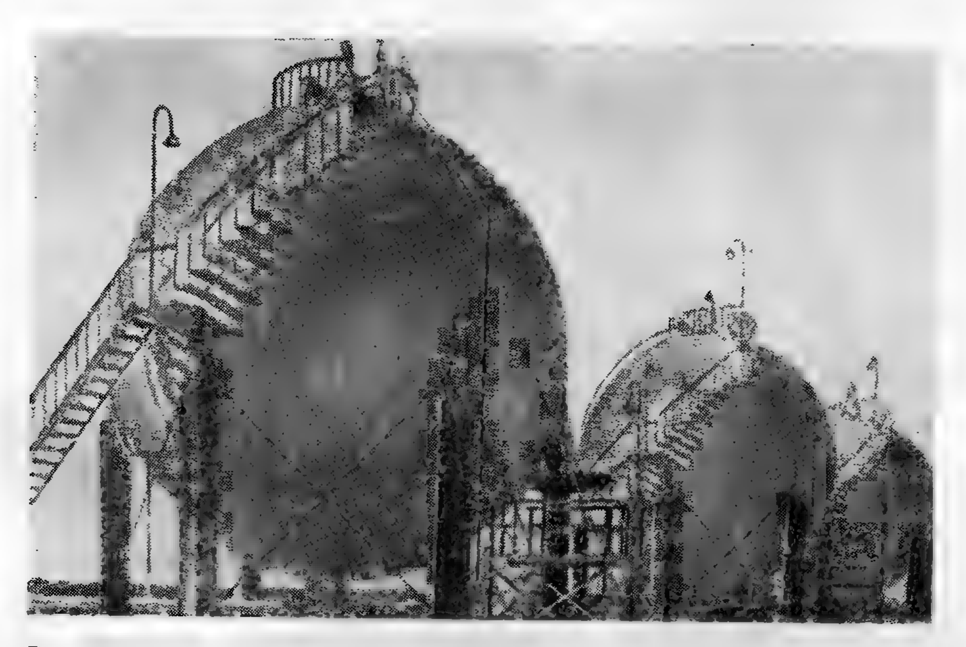


Рис. 12.1. Шаровой резервуар из двух половин, ранее изготовленных на манипуляторе

преимущественно манипуляторы для сварки нескольких листов для их укрупнения, манипуляторы, позволяющие вращать шаровые сосуды, с целью сохранения удобного для сварки положения швов, направляющие для движения автоматических устройств для сварки, и др. Характеристика основных инструментов, такелажа и монтажных приспособлений приведена в работе [55 и др.].

При изготовлении конструкций в мастерских и на монтажной площадке применяются приспособления, аналогичные используемым на заводах металлических конструкций, исключающие возможность смещения отдельных листов и уменьшающие их коробление (см. § 1—5 главы 11).

Часть приспособлений приваривается к листовым конструкциям, вследствие чего создаются дополнительные места концентрации напряжений, причем удаление приспособлений требует весьма осторожных приемов, гарантирующих отсутствие трещин, вмятин и зачистки наждачным камнем возникших неровностей. С целью уменьшения числа подобных приспособлений и упрощения монтажа применяются качающиеся стенды, которые позволяют соединять несколько листов в укрупненные обечайки путем сварки в удобном для автоматов положении без применения приспособлений, требующих приварки (рис. 12.1). Такие стенды

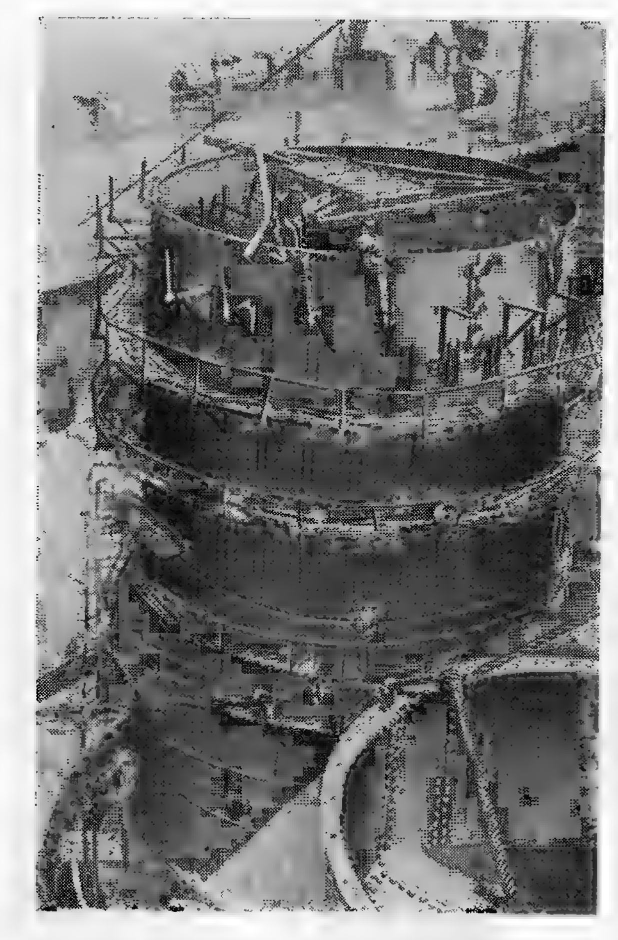


Рис. 12.2. Расположение подмостей при монтаже доменной печи (период до 1960 г.)

Строп для кольцевых подмостей

Кольцевые подмости

L100×75×8

Узел 3

[N14-16

а–а

Узел 1

Узел 2

Рис. 12.3. Траверса для подъема царг

применяются при укрупнении обечаек в шаровых резервуарах и других конструкциях.

Во время сборки шарового резервуара из двух половин, каждая из которых собиралась на специальном стенде — манипуляторе, позволившем вести сварку в удобном положении, на монтаже сначала устанавливается нижняя половина шарового резервуара, а затем верхняя.

Конструкции подмостей назначаются проектом монтажа и с учетом характера работ. Производственные площадки и лестницы желательно использовать как монтажные. Для ускорения работ и расширения фронта сварочных работ количество ярусов подмостей в некоторых случаях бывает очень велико.

На рис. 12.2 показано расположение подмостей, применявшееся при монтаже доменных печей в период до 1960 г. В верхнем ярусе снаружи и внутри кожуха привариваются кронштейны для укладки подмостей. В настоящее время вследствие предварительного укрупнения элементов количество подмостей значительно уменьшилось.

Двухъярусные переносные подмости используются для сборки и сварки осесимметричного каплевидного резервуара.

На рис. 12.3 показана траверса для подъема царг.

В тех случаях, когда сечение сооружения в поперечнике постоянно, наружные и внутренние подмости могут перемещаться по высоте сооружения

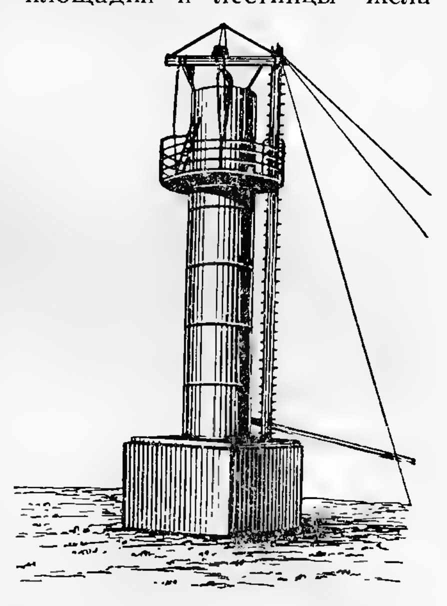


Рис. 12.4. Кольцевые подмости на дымовой трубе, перемещающиеся по мере монтажа



Рис. 12.5. Приспособление для сохранения формы гибкой цилиндрической царги

по мере его монтажа, например, в силосах, воздухонагревателях, дымовых трубах (рис. 12.4).

На рис. 12.5 показано приспособление, служащее для сохранения формы гибкой цилиндрической царги. Такие приспособления применяются при сборке горизонтальных цилиндрических резервуаров и трубопроводов, не имеющих элементов жесткости в пределах каждой царги.

Кроме перечисленного оборудования и приспособлений, могут применяться также специальное оборудование и приспособления, учитывающие специфические особенности данного вида сооружения.

§ 5. ПРИМЕРЫ МОНТАЖА ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Резервуары цилиндрические для горючего

До 1955 г. большинство вертикальных цилиндрических резервуаров изготовлялось на монтаже методом полистовой сборки. При этом способе вследствие очень большого объема подготовительных и сборочно-сварочных работ, выполняемых на открытом воздухе, сроки сборки зависели от метеорологических условий, и для большой части территории Советского Союза монтаж был сезонным.

Разработанный в 1950—1955 гг. рулонный способ изготовления и монтажа конструкций вертикальных резервуаров позволил перенести основную часть работ на заводы-изготовители и тем самым облегчить монтаж таких конструкций. Этот способ нашел широкое распространение и применяется в большинстве случаев, когда возможно транспортирование рулонов.

Подготовка основания под днище резервуаров и изготовление фундаментов не зависят от способа монтажа, и до его начала производится разбивка осей резервуаров и выравнивается поверхность гидроизолирующего слоя искусственного основания резервуара, причем разность отметок на противоположных концах диаметра днища не должна превышать 50 *мм*, а отклонения по периметру должны быть не более ±20 *мм* (на длине 12 *м* по образующей).

Гидроизолирующий слой тщательно уплотняется так, чтобы при движении механического катка весом до 10 *т* исключалось образование волны грунта перед катком, а глубина следа от задних катков не превышала 10 *мм*.

В плиточных фундаментах, воспринимающих отрицательные опорные реакции при внутреннем давлении в резервуаре, грунт над плитой должен быть послойно тщательно утрамбован слоями 20—25 *см* с поливкой водой. Анкерные болты должны иметь усиленное антикоррозионное покрытие.

Особенное внимание должно быть обращено на качество вертикальных сварных швов, являющихся наиболее напряженными, а также на сварные соединения цинлиндрической части и днища, в зонах расположения которых возникают местные напряжения.

Сварщики перед началом работы независимо от имеющегося у них удостоверения должны пройти технологическую проверку по сварке образцов, аналогичных выполняемой работе.

Монтаж резервуаров из заводских рулонных заготовок[1]. Изготовленная, свернутая в рулон и закрепленная от развертывания на заводе-изготовителе часть днища и стенка резервуара транспортируются на место монтажа и развертываются в проектное положение. При этом соблюдается следующий порядок.

---

[1] Этот способ был предложен в 1944 г. Г. В. Раевским и освоен группой лиц, которым за разработку присвоена в 1958 г. Ленинская премия.

Разгрузка рулонов с железнодорожных платформ производится путем перекатывания или краном. Для перемещения рулонов от места разгрузки к монтажной площадке применяют трайлеры, санные прицепы или используют другие способы, исключающие повреждение рулонов.

Монтаж днища резервуара выполняется на готовом основании с изоляционным слоем, сохранность которого должна быть обеспечена.

Днище, изготовленное в виде одного или двух рулонов (в зависимости от диаметра резервуара), последовательно развертывается так, чтобы нахлестка листов имела ширину 30—40 *мм*. В резервуарах диаметром до 28 *м* обе половинки днища свертываются в один рулон.

При монтаже заанкеренных резервуаров во время развертывания днища выступающие части анкеров должны быть удалены, для чего применяются соответствующие конструктивные решения, позволяющие закреплять анкер к зарытой в грунт плите.

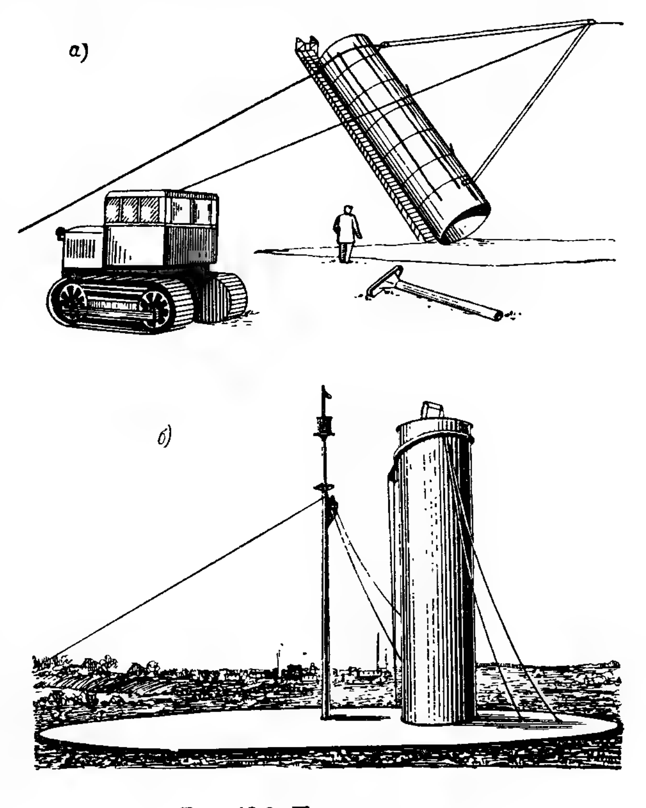


Рис. 12.6. Подъем рулона

Если грузоподъемность крана превышает вес стенки резервуара, рулон может быть поднят и установлен вертикально непосредственно на место, с которого начинается развертывание. При грузоподъемности крана, меньшей, чем вес рулона, последний должен быть перемещен путем перекатки так, чтобы после поворота в вертикальное положение он занял место, требующееся для дальнейшего развертывания. Сам поворот выполняется путем подъема одного конца и опирания рулона на днище[1]. В случае отсутствия крана рулон может быть поднят трактором с помощью падающей стрелы (рис. 12.6).

При монтаже рулонного резервуара с щитовой кровлей одновременно с развертыванием стенки резервуара устанавливаются центральная стойка и щиты кровли, которые фиксируют положение стенки во время развертывания.

Для резервуаров большого объема стенка свертывается в два рулона, а щитовая кровля может иметь три точки опирания. Последовательность монтажа такого резервуара видна из рис. 12.7: часть одного рулона развернута, установлены стойки и кольцевой ригель для опирания щитовой кровли, кран перемещает первый элемент щитовой кровли, а на противоположном конце диаметра (по отношению к первому развертываемому рулону) стоит поднятый в вертикальное положение второй рулон.

[1] Для предохранения днища от продавливания рекомендуется рулон устанавливать на листовую подкладку толщиной не менее 8 *мм*, диаметр которой несколько превышает диаметр рулона.

Монтаж резервуаров из отдельных листов [1]. После правки листов и нанесения на них рисок и границ продольной, а в некоторых случаях поперечной нахлесток устанавливают при помощи кондуктора скобы и шайбы различных типов для стяжных приспособлений, а также коротыши для установки листов и переносных подмостей. Скобы закладывают в отверстие кондуктора, прижимают и прихватывают сваркой, после чего кондуктор снимают и перемещают так, чтобы его крайнее отверстие совпадало с последней скобой, а грань полки уголка кондуктора совмещалась с риской на листе. Далее процесс приварки скоб повторяется. В зависимости от типа соединения применяются различные стяжные приспособления.

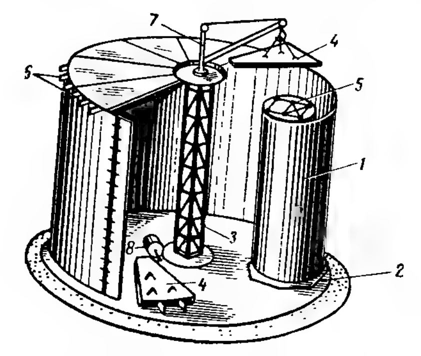


Рис. 12.7. Последовательность монтажа рулонного резервуара с щитовой кровлей

Эти операции выполняются для сборки днища и стенки резервуара. После сварки листов на месте стяжные приспособления разбираются, а скобы срубаются и места их крепления зачищаются.

Сборка днищ может вестись непосредственно на песчаном основании,

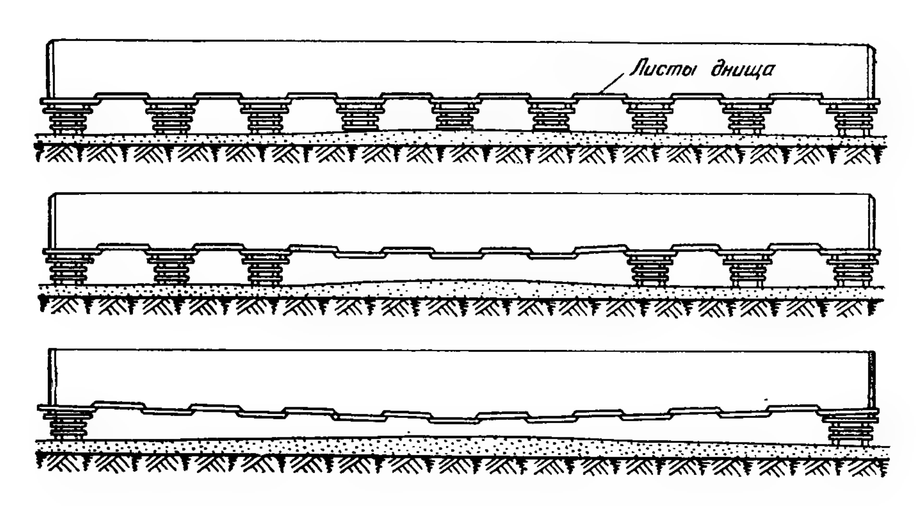


Рис. 12.8. Схема разборки клетей и опускания днища на основание

при этом все листы соединяются внахлестку и свариваются с одной стороны. При сборке днища на клетях (рис. 12.8) короткие кромки листа сваривают встык сверху с потолочной подваркой, длинные кромки соединяют внахлестку и сваривают сверху сплошными, а снизу — прерывистыми швами. Более удобен первый способ, при котором отпадает необходимость в выполнении ряда операций, что уменьшает стоимость монтажа. Монтаж днища и приварку к нему первого пояса корпуса производят в последовательности, показанной на рис. 12.9.

Проверку плотности швов у днища при сварке его на песчаном ос-

---

[1] Более подробно сборка резервуаров от отдельных листов описана в работах [55, 126].

новании ведут с помощью вакуум-метода, обследуя 100% швов. При положительных температурах допускается применение химического метода контроля путем создания под днищем давления не менее 50 *мм вод. ст.* при помощи использования реактива азотнокислой ртути.

Сборка листов корпуса ведется с помощью копра или иного механизма достаточной грузоподъемности (например, автомобильного, тракторного или вантового крана и др.).

После сборки каждых двух поясов и устранения выявленных отклонений проверяют горизонтальность кольцевых нахлесточных соединений.

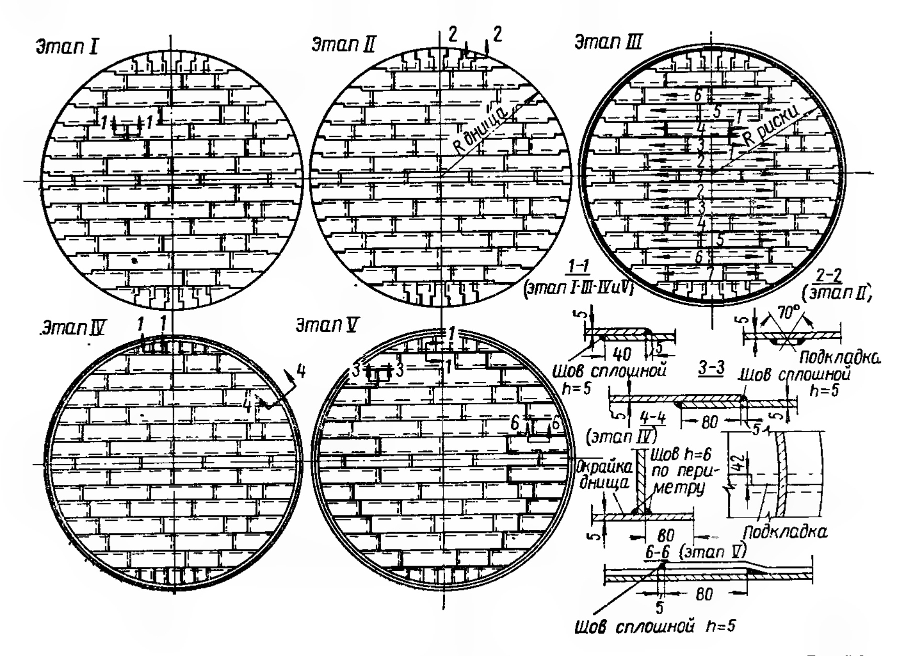


Рис. 12.9. Последовательность монтажа днища цилиндрического резервуара

В тех случаях, когда сварка соединений листов отстанет от сборки, для обеспечения жесткости на четвертом поясе устанавливаются оттяжки, количество которых зависит от диаметра резервуара и предусмотрено проектом производства работ.

При сварке вертикальных швов вначале сваривают наружный шов, а затем подваривают швы с внутренней стороны. Стяжные приспособления в швах разбирают после сварки. Кольцевые швы заваривают после сварки вертикальных швов. Кольцевые швы, выполненные вразбежку, рекомендуется поручить нескольким сварщикам, двигающимся в одном направлении.

После приварки обвязочного уголка корпуса производится испытание шва на плотность.

Монтаж кровли выполняют в соответствии с ее конструкцией (фермы, щитовая кровля, арочная система) на постоянных или временных монтажных стойках.

Испытание резервуаров и приемка работ. Контроль качества монтажных швов корпуса и днища (кроме указанных ранее способов) должен производиться повседневно путем проверки соблюдения установленного технологического процесса, внешнего осмотра и проверки всех швов, испытанием на плотность керосином, вакуум-прибором и другими доступными способами.

Для резервуаров объемом 2000 $м^3$ и более производится контроль

качества вертикальных швов с помощью рентгено- или гамма-просвечивания, магнитографическим или другими физическими методами. Такому контролю подвергаются все вертикальные швы первого пояса и 50% стыковых швов второго и третьего поясов резервуаров на участках длиной 200—250 *мм*, преимущественно у мест пересечения их с горизонтальными швами, а также стыковые швы у окраек днища в местах примыкания корпуса резервуара.

Швы кровли и обвязочного уголка испытываются одним из следующих способов: опрыскиванием керосином под давлением всех швов с нижней стороны кровли; вакуум-методом; избыточным внутренним давлением воды или воздуха (в последнем случае резервуар должен быть частично заполнен водой), превышающим на 10% расчетное.

Во время испытания сварные соединения должны смачиваться снаружи мыльной водой или пенным индикатором. Появление пузырей указывает на дефекты соединения, которые необходимо исправить.

В резервуарах повышенного давления испытывают анкерные закрепления путем налива в резервуар воды на уровень 1—2 *м* от днища и создания избыточного давления (в течение 30—60 *мин*), превышающего на 25% расчетное.

Корпус резервуара проверяют на устойчивость в течение 30 *мин* при вакууме, превышающем его расчетную величину на 50%, при наполнении резервуара водой на высоту не менее $\frac{1}{3}$ высоты.

Окончательное испытание резервуаров на прочность и плотность производят путем создания давления и вакуума, несколько превышающих эксплуатационные. Обычно резервуар заполняют водой на расчетную высоту, избыточное давление увеличивают на 25%, а вакуум — на 50% (если в специальной инструкции не оговорены иные данные).

Резервуар считается прошедшим испытание, если в течение 24 *ч* не появится течи и уровень воды не будет снижаться. Обнаруженные мелкие дефекты (свищи, откатины) должны быть устранены и исправленные места проверены керосином на плотность.

При испытании необходимо вести тщательное наблюдение за состоянием резервуара и сварных швов. При обнаружении трещин в швах стенки испытание должно быть прекращено и вода должна быть спущена до уровня на один пояс ниже участка возникновения трещины.

После испытания на прочность и плотность готовые резервуары должны удовлетворять следующим требованиям:

разница между длинами двух взаимно перпендикулярных диаметров на уровне днища не должна превышать $0{,}002D$;

отклонение высоты резервуара, монтируемого полистовым способом, от проектной не должно превышать: +30 *мм* при объеме $V \leqslant 400$ *м*^{3}+ +50 *мм* при объеме $1000 > V > 400$ *м*^{3}; +60 *мм* при $V > 1000$ *м*^{3} для резервуаров, выполненных заводским способом; в зависимости от высоты рулона отклонение высоты колеблется от 7 до 12 *мм*;

стрела прогиба каждого пояса в пределах его высоты не должна превышать при заполненном резервуаре 15 *мм*;

местные выпучины или вмятины поверхности корпуса от прямой, соединяющей нижний и верхний края деформированного участка, не должны превышать ± (15, 30, 45 *мм*) при длине участка соответственно до 1500, 1500—2000, 3000—4500 *мм*;

высота хлопунов днища не должна превышать 150 *мм*, а площадь — 2 *м*^{2}; при большей высоте или площади дефекты должны быть исправлены.

Габаритные газгольдеры и ресиверы. Габаритные газгольдеры и ресиверы изготовляются полностью на заводе металлоконструкций, и монтаж их состоит из несложных операций, связанных с транспортированием от прирельсового склада (рис. 12.10) и установкой на ранее приготовленные опоры. Если газгольдер состоит из двух транспортируемых частей, то к установке добавляется операция по наложению одного кольцевого шва.

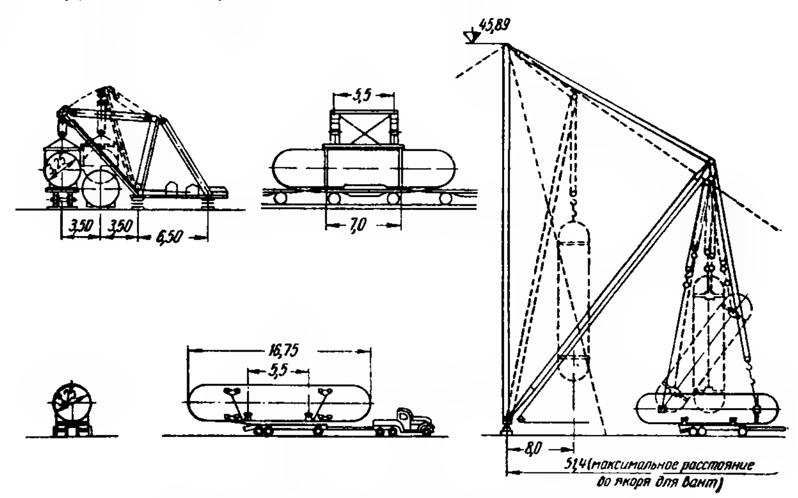


Рис. 12.10. Монтаж габаритных газгольдеров

Негабаритные газгольдеры. Сферические торцовые части всегда делают на заводе и лишь собирают на монтаже, а вальцовка, обработка отдельных элементов и контрольная сборка газгольдера могут выполняться как на заводе-изготовителе, так и в мастерских на монтажной площадке. При большом числе газгольдеров, устанавливаемых на одной площадке, целесообразно все операции изготовления вести в специально оборудованных на монтажной площадке мастерских.

Газгольдер собирают из укрупненных царг, раскрепленных по схеме велосипедного колеса (см. рис. 12.5). Сборка корпуса начинается с укладки царги, имеющей ребро жесткости, которое служит ободом для вращения по роликам. Во время сварки газгольдер поворачивают по роликам при помощи лебедки.

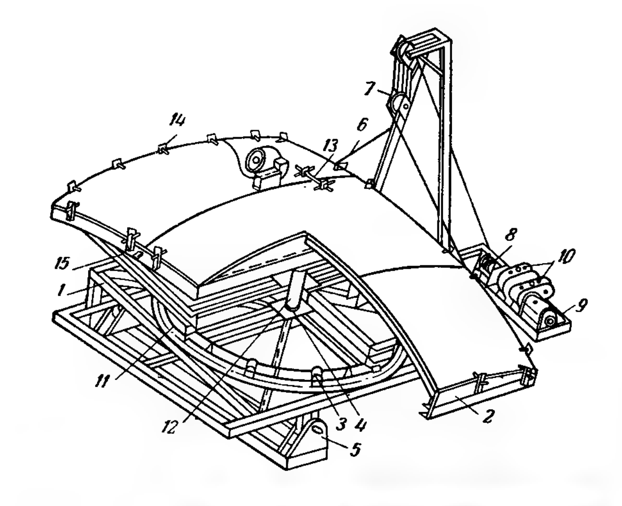
Шаровые газгольдеры, резервуары и ресиверы изготовляются преимущественно на заводах и собираются на месте монтажа. Для шаровых сосудов с толщиной стенок до 16 *мм* образование лепестков осуществляется как путем штамповки, так и вальцовки. В последнем случае возможно организовать вальцовку в мастерских на месте монтажа.

Отдельные штампованные (или свальцованные указанным способом) листы соединяют в укрупненные блоки (рис. 12.11). Шаровые резервуары небольших диаметров могут делаться из двух половин (см. рис. 12.1), каждая из которых предварительно сваривается на специальном манипуляторе (рис. 12.12). Способ полистовой сборки, ранее широко применявшийся для резервуаров небольшого размера (рис. 12.13), в настоящее время используется только для резервуаров большого диаметра (рис. 12.14), но и в этом случае листы предварительно укрупняются в блоки.

С целью улучшения качества сварные швы отжигают с помощью горелок или путем создания высокой температуры внутри резервуара и защиты поверхности швов от охлаждения.

Рис. 12.11. Стенд для сварки блоков шаровых газгольдеров

1 — нижняя рама; *2* — сменная верхняя рама; *3* — ролики; *4* — штырь; *5* — опора нижней рамы; *6* — трос для поворота; *7* — полиспаст; *8* — лебедка; *9* — электродвигатель; *10* — редуктор; *11* — опорное кольцо; *12* — втулка; *13—14* — сборные приспособления; *15* — флюсоудерживающие приспособления



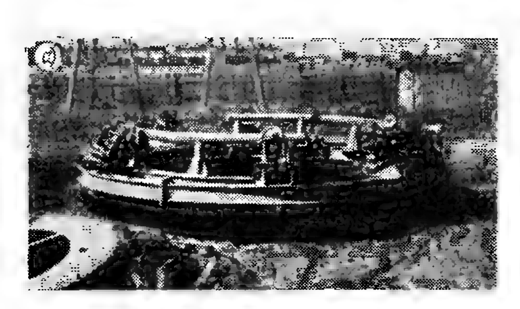
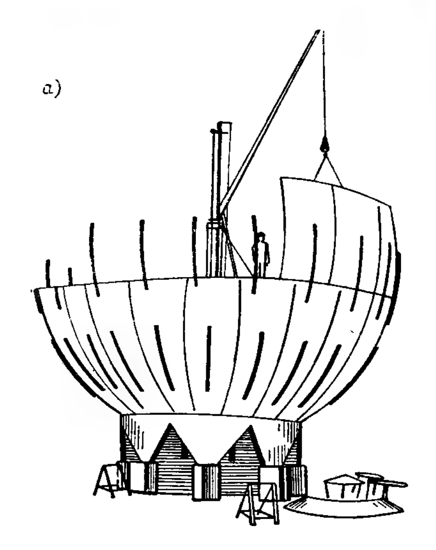




Рис. 12.12. Манипулятор — вращатель для монтажной сварки шарового резервуара

а — общий вид; *б* — узел манипулятора — вращателя



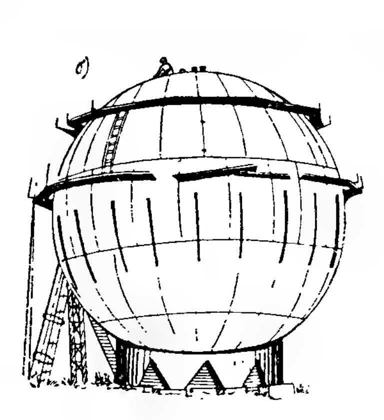


Рис. 12.13. Последовательность монтажа шарового газгольдера путем полистовой сборки

а — первый этап монтажа; *б* — окончание монтажа

Рис. 12.14. Строительство шарового газгольдера емкостью 87 000 $м^3$ в г. Шинон (Франция)

Газгольдеры переменного объема

Полистовая сборка. При полистовой сборке бассейн мокрого газгольдера монтируется аналогично монтажу цилиндрических резервуаров. До монтажа поверхность искусственного основания под днищем должна быть выверена и иметь подъем в центре основания, равный $^1/_{75}$ диаметра резервуара, а поверхность бетонного кольцевого фундамента должна быть гладкой и не иметь отклонений от теоретической поверхности более ±10 *мм*. После сборки днища и приварки первого пояса все зазоры должны быть заполнены цементным раствором.

В процессе сборки листы стенки резервуара должны закрепляться с помощью расчалок или других приспособлений, обеспечивающих устойчивость собранных листов.

После сборки, выверки и сварки бассейна и установки внешних и внутренних направляющих и выверки их приступают к монтажу колокола, который собирают внутри бассейна методом подращивания.

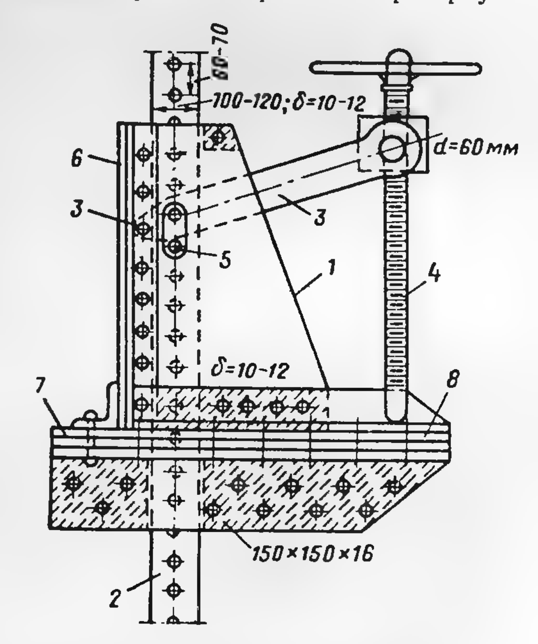


Рис. 12.15. Монтаж колокола мокрого газгольдера и рычажиый подъемиик

1 — кронштейн; *2* — рейка; *3* — рычаг; *4* — винт; *5* — болты; *6* — задняя стенка δ=8÷10 *мм*; *7* — верхняя плита δ=10÷12 *мм*; *8* — нижняя плита δ =12 *мм*

Монтаж колокола начинают с крыши, собираемой на дне резервуара. Собранную крышу подвешивают к рейкам, соединенным с рычажными механизмами, которые установлены у каждой внешней направляющей стойки, на уровне верхней площадки бассейна, и поднимают колокол на высоту пояса. Схема рычажного подъемника и его установка показаны на рис. 12.15. После сварки очередного пояса колокол поднимается вверх, и операция повторяется. Следует тщательно следить за сборкой колокола, телескопа и направляющих, так как небольшие отступления от проектного положения могут привести к заклиниванию.

Крыше колокола должен быть придан строительный подъем, для чего центральное опорное кольцо стропильных арок необходимо устанавливать выше проектного положения на 50—150 *мм* в зависимости от емкости газгольдера.

Монтаж газгольдеров рулонным способом

Особенность монтажа состоит в одновременной установке на днище резервуара всех рулонов для их развертывания (рис. 12.16 и 12.17).

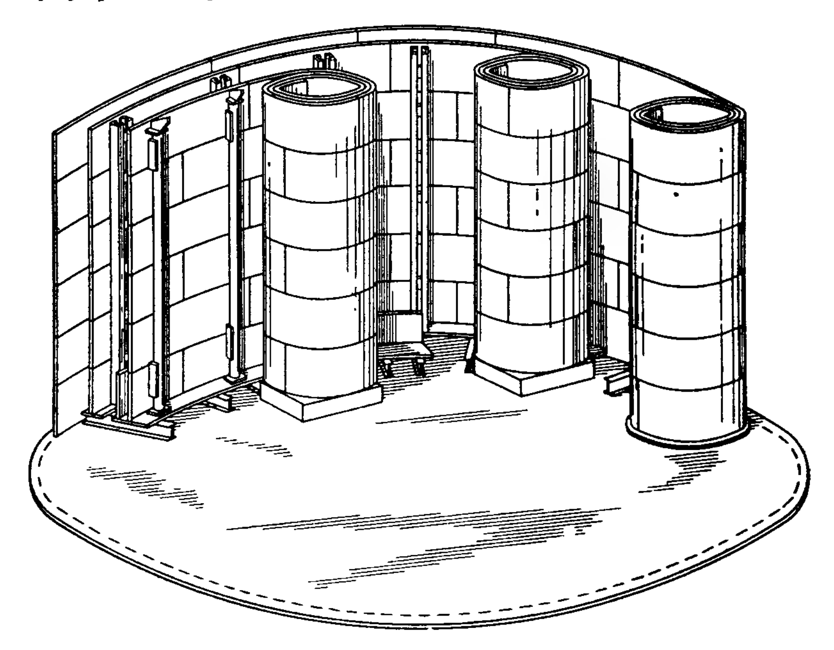


Рис. 12.16. Параллельное развертывание рулонов

Схема развертывания стенки колокола и телескопа показана на рис. 12.17. и 12.18.

До сдачи в эксплуатацию каждый газгольдер должен пройти техническую приемку путем внешнего осмотра и проверки его размеров, испытания отдельных узлов и элементов, гидравлического испытания резервуара и газовых вводов и испытания газгольдера в целом.

Испытания отдельных узлов и элементов и гидравлические испытания аналогичны испытаниям резервуаров. Испытание на плотность затворов производится дважды наливом воды с выдержкой по 12 *ч* (первый раз до окраски конструкций, второй — после окраски конструкций и окончания монтажа).

Газгольдер, законченный монтажом, окрашенный и гидроизолированный испытывают в целом путем налива воды и нагнетания воздуха. Перед испытанием газгольдера должны быть установлены все необходи-

мые приборы, сделаны нужные пометки и закрыты люки. Во время испытания необходимо следить за показаниями манометра и горизонтальностью положения колокола. В случае резкого увеличения давления подъем колокола должен быть прекращен.

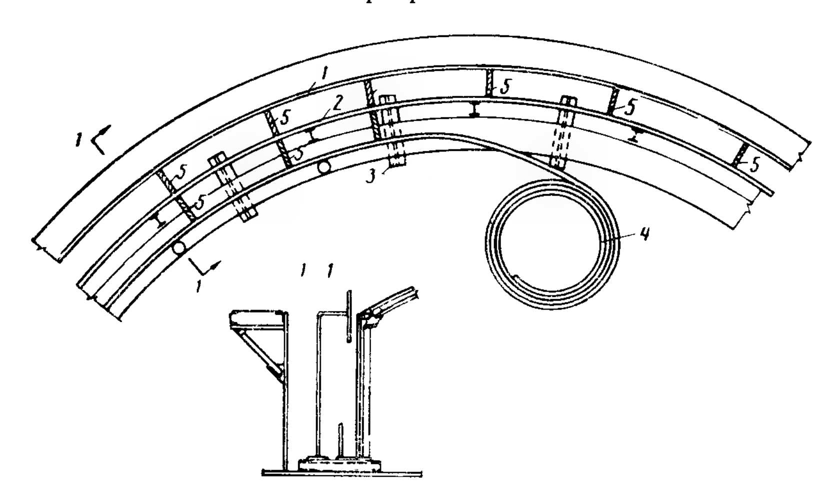


Рис. 12.17. Развертывание стенки колокола

1 — стенка резервуара; 2 — стенка телескопа; 3 — подкладная балка; 4 — рулонная заготовка; 5 — распорка, фиксирующая положение между стенками

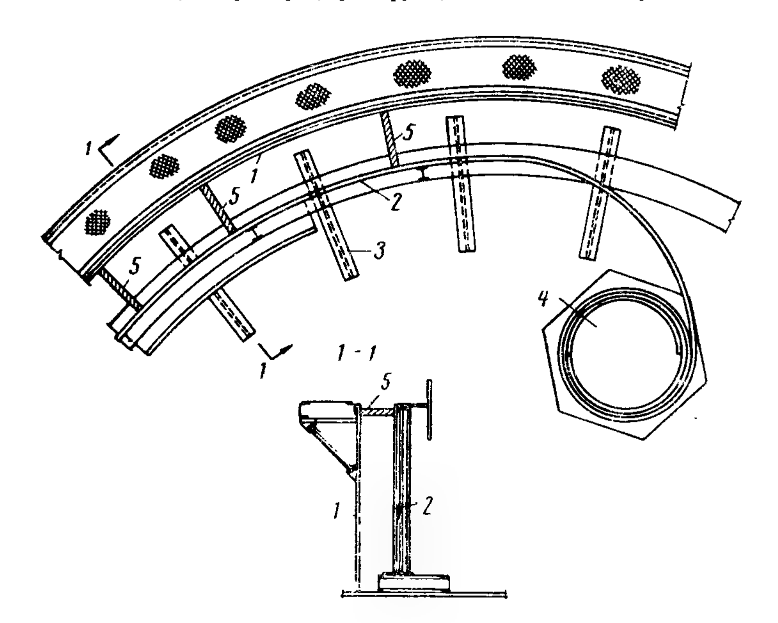


Рис. 12.18. Развертывание стенки телескопа

1 — стенка резервуара; 2 — стенка телескопа; 3 — подкладная балка; 4 — рулонная заготовка; 5 — распорка, фиксирующая зазор

Для проверки плотности сварные швы покрывают мыльной эмульсией, и проверка качества и ликвидация выявленных дефектов ведется, как и в вертикальных резервуарах.

Утечка воздуха во время семисуточного испытания газгольдера на плотность производится с учетом поправки на барометрическое давление и давление водяных паров по формуле

$$V_0 = V_t \frac{273\,(B - P_{\text{пар}} + P)}{750\,(273° + t°)}, \tag{12.2}$$

где V_0 — нормальный объем сухого воздуха в *м*³ при температуре 0° С и давлении 760 *мм рт. ст.*;

V_t — измеренный объем воздуха в *м*³ при средней температуре $t°$, барометрическом давлении *B мм рт. ст.* и среднем давлении воздуха в газгольдере *P мм рт. ст.*;

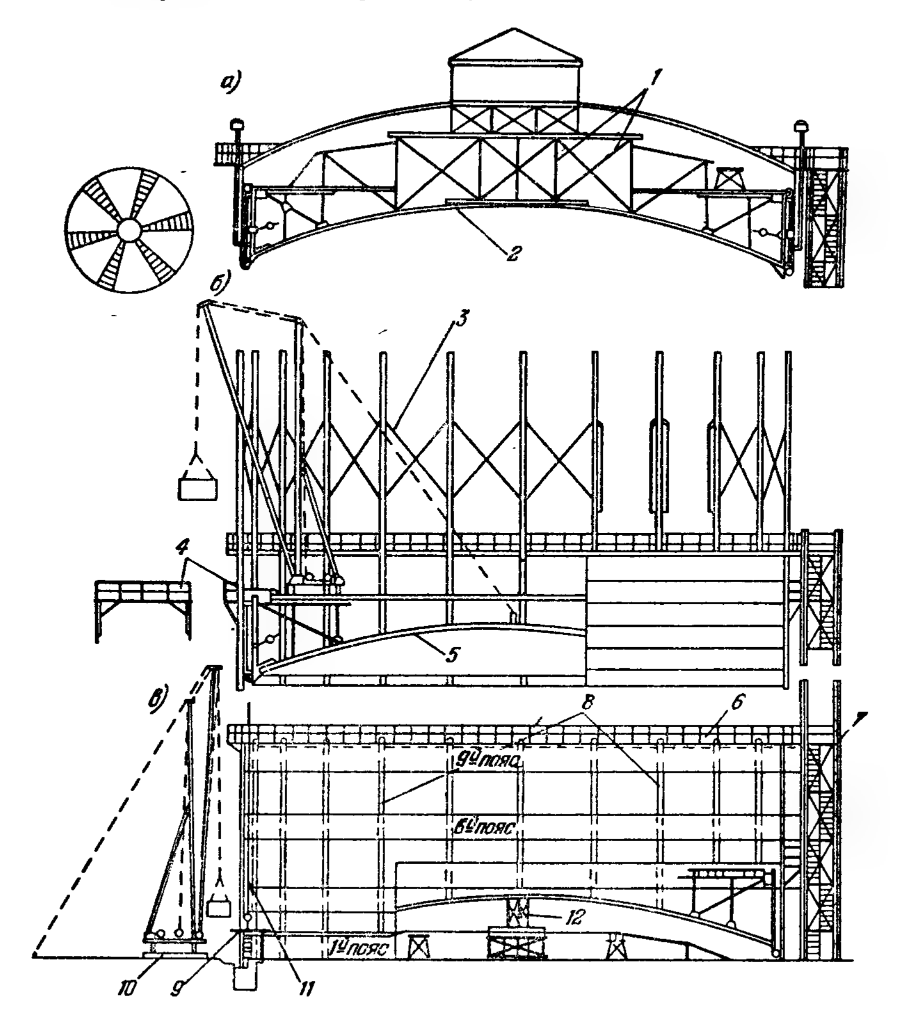


Рис. 12.19. Монтаж сухого газгольдера

а — сборка крыши; *б* — сборка промежуточных секций; *в* — сборка первой секции; *1* — подмости для сборки крыши; *2* — шайба; *3* — временные связи между стойками; *4* — сборочные кольцевые подмости (одна панель); *5* — шайба; *6* — первая кольцевая галерея; *7* — подвесные подмости; *8* — стойки корпуса; *9* — сборка кольца шайбы; *10* — круговой железнодорожный путь; *11* — приспособление для опускания кольца на подставки; *12* — приспособление для сборки шайбы

$P_{пар}$ — парциональное давление водяных паров при температуре $t°$ и давлении *B мм рт. ст.*;

t^0 — средняя температура воздуха в °С, определяемая как среднее арифметическое замеров температур не менее чем в трех местах над крышей колокола.

Утечка газа определяется по формуле

$$V_т = V_0 \sqrt{\frac{\gamma_в}{\gamma_г}}, \qquad (12.3)$$

где $\gamma_в$ и $\gamma_г$ — удельный вес воздуха и газа.

Газгольдер считается выдержавшим испытание на плотность, если $V_г$ в течение семи суток не превышает 3% для газгольдера емкостью до 1000 $м^3$ и 2% для газгольдера емкостью 3000 $м^3$ и более.

Окраска и нанесение иных антикоррозионных покрытий газгольдера производится после его испытания.

Монтаж сухих газгольдеров отличается тем, что шайба газгольдера используется для сборки и клепки (рис. 12.19).

Сооружения доменных цехов и газоочисток

Для монтажа сооружений комплекса доменного цеха и газоочисток применяются башенные, путевые и гусеничные краны, а в некоторых случаях вантовые деррики. Грузоподъемность крана определяется ис-

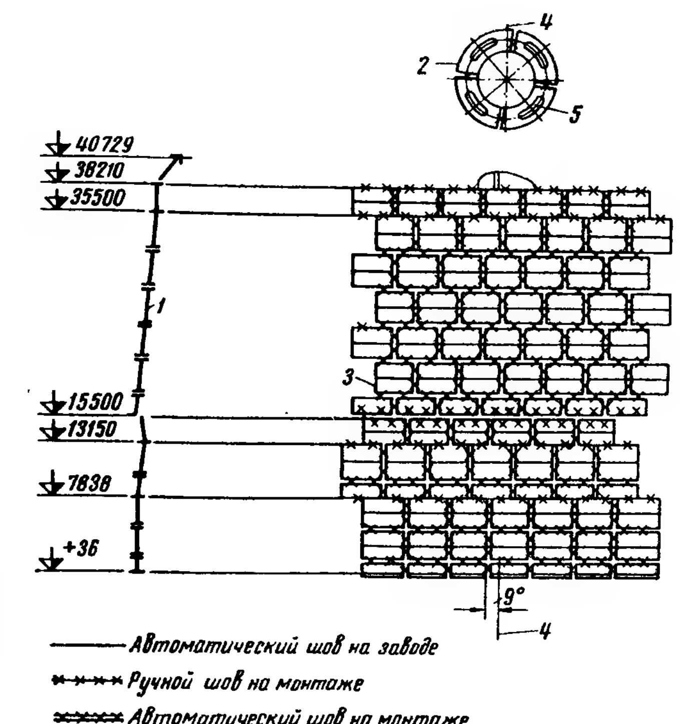


Рис. 12.20. Пример раскроя листов кожуха доменной печи

1 — разрез; *2* — разбивка листов купола; *3* — условная развертка кожуха; *4* — ось и сторона наклонного моста; *5* — отверстия газоотводов

ходя из целесообразности укрупнения отдельных элементов в нижнем положении.

В настоящее время вес укрупненных в нижнем положении элементов достигает 50 *т* и более, и для монтажа используются башенные краны грузоподъемностью до 75 *т*. Однако количество укрупненных элементов такого вида мало, и вопрос о целесообразности применения кранов такой грузоподъемности является дискуссионным.

На заводе производится контрольная сборка следующих конструкций: кожуха доменной печи (рис. 12.20); мараторного кольца с примыкающей к нему царгой горна и первой царгой кожуха шахты доменной печи; кожуха шахты доменной печи, включая купол; купола кожуха доменной печи с примыкающими к нему газоотводами тройников вертикального и наклонного газоотводов; кольцевого воздухопровода; днища и купола каждого воздухонагревателя с примыкающими к ним поясами кожуха; купола и днища пылеуловителей, скрубберов, электрофильтров с переходными вставками, первой цилиндрической вставкой и опорными ребрами.

Монтаж кожуха доменной печи определяется сложными условиями силовых и температурных воздействий, поэтому к качеству монтажа предъявляются особо высокие требования. Необходимо всевозможные операции (вырезка отверстий для пропуска болтов и трубок холодильников и др.; разделка кромок, прикрепление ребер, штуцеров, амбразур — монтажно-сборочных приспособлений и др.) производить на заводе-изготовителе с тем, чтобы уменьшить объем работ на монтаже.

Внедрение блочного соединения листов кожуха позволило уменьшить количество отправочных марок на 25% и общее число швов на 18% по сравнению с полистовым раскроем и сократить сроки монтажных работ.

В настоящее время разрабатываются и экспериментально опробуются способы дальнейшего укрупнения транспортабельных блоков на месте монтажа до пределов грузоподъемности башенных кранов (50—100 *т*) с проведением комплексной сборки в нижнем положении царг и прикреплением к ним труб охлаждения, элементов электропроводки, отдельных холодильников и т. д.

Монтаж кожухов воздухонагревателей. Весьма важным обстоятельством, позволившим внедрить рулонирование при монтаже корпусов воздухонагревателей, явилось применение низколегированной стали, позволившей уменьшить толщину цилиндрической части воздухонагревателя.

В отличие от вертикальных цилиндрических резервуаров кожух воздухонагревателя собирают из нескольких рулонов, что позволяет получить необходимую высоту цилиндрической части. Каждый рулон развертывают и сваривают в горизонтальном положении на специальном вращающемся стенде, являющимся одновременно и кондуктором, затем вынимают из стенда и с помощью траверсы и башенного крана поднимают в рабочее положение (рис. 12.21).





Рис. 12.21. Рулонирование кожухов воздухонагревателей

а — разворачивание рулона; *б* — установка развернутого рулона

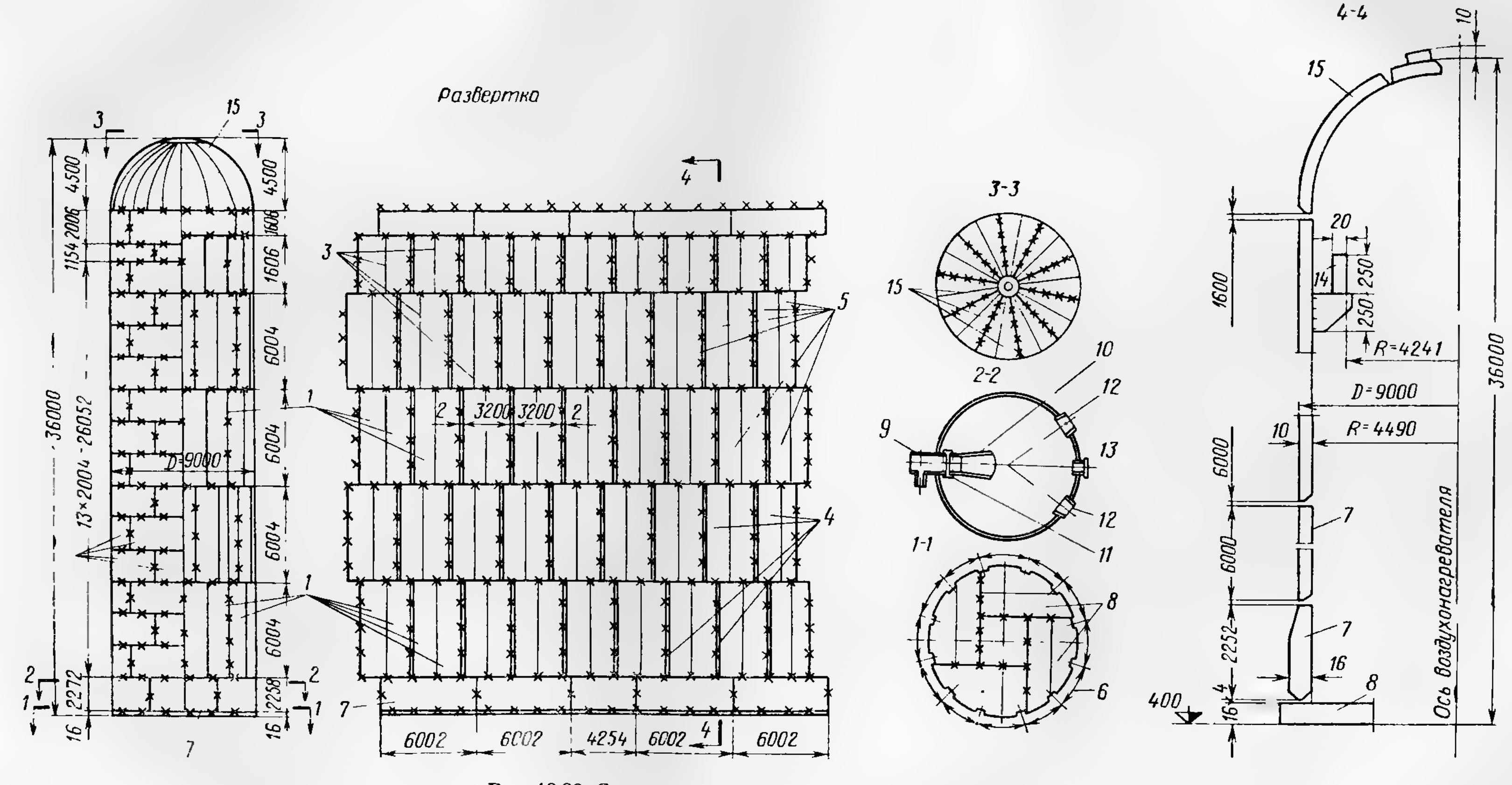


Рис. 12.22. Стальные конструкции воздухонагревателя

При отсутствии установок для рулонирования и разворачивания кожуха применяется вертикальный раскрой листов (рис. 12.22). Листы днища также укрупняются на заводе.

При приемке конструкций кожуха должно быть обращено особое внимание на удаление монтажных элементов, располагаемых с внутренней стороны, так как при эксплуатации они не позволяют кладке расширяться по вертикали независимо от кожуха.

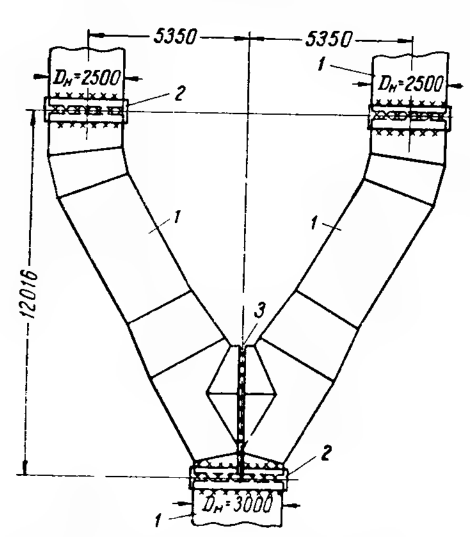


Рис. 12.23. Негабаритный тройник газоотводов

1 — отдельные отправочные марки; *2* — стык на полубандажах; *3* — сварка встык

Монтаж пылеуловителей. Сварка конусов из укрупненных на заводе секций может производиться вершиной конуса вверх или вниз (в зависимости от принятой технологии). В зависимости от этого верхняя часть пылеуловителя или поднимается непосредственно после ее сборки и изготовления, или должна быть перекантована с тем, чтобы занять проектное положение. Вследствие малого количества рулонов, необходимых для пылеуловителей, рулонный способ монтажа не нашел применения.

Монтаж газовоздухопроводов и газоотводов. Монтажные стыки газовоздухопроводов и газоотводов выполняются на полубандажах, фланцы устанавливаются только в местах примыкания оборудования. Если фланцы изготавливаются на заводах металлоконструкций, то трубы делаются короче проектного размера на 200—300 *мм*, а к фланцам должны быть приварены обрезки труб такой же длины.

После присоединения фланцев болтами с обеих сторон задвижек или другого оборудования такой блок вставляется в нитку трубопровода, имеющего соответствующий разрыв, и приваривается на полубандажах. Если фланцы поставляются вместе с оборудованием, то заводы металлоконструкций изготовляют куски труб с незаваренными продольными швами. Эти куски труб подгоняют к фланцам на монтаже, а затем приваривают к трубопроводам.

Вертикальные и нисходящие газопроводы монтируют совместно с кладкой, для чего в торцах монтажных марок предусматривают ребра, предохраняющие кирпич от выпадания. В качестве примера на рис. 12.23 показана секция тройника газоотвода после ее укрупнения на монтаже.

Монтаж газоочисток. Монтаж корпуса электрофильтра ведется одновременно с монтажом оборудования, поэтому вначале монтируют конструкции до отметки, превышающей уровень площадки осадительных электродов всего лишь на 1 *м*. Затем производится монтаж самой площадки и оборудования. В это время конструкции должны быть усилены временными жесткостями. После проверки горизонтальности площадки ведется монтаж верхней части оболочки и разделительной стенки, а ребра жесткости удаляют.

Испытание конструкций и приемка работ. Для испытания конструкций создается специальная комиссия, которая после предварительного знакомства с документами, перечень которых установлен СНиП III-В.5-62, устанавливает границы опасных зон и принимает решение о проведении испытаний.

Испытание на прочность и плотность листовых конструкций домен-

ного цеха, как правило, производится сжатым воздухом в два этапа до производства футеровки. На первом этапе давление доводится до 0,7 *ати*; на втором этапе давление повышается для проверки конструкций как на прочность, так и на плотность.

Второй этап повышения давления производится после первого этапа испытания и устранения всех обнаруженных дефектов. Этот этап состоит из проверки:

а) на плотность путем поднятия давления до рабочего во всех элементах, кроме кожуха доменной печи и газопровода грязного газа, давление в которых не должно превышать 2 *ати*, и части газопроводов, которые испытываются на 1,25 расчетного давления;

б) на прочность путем испытания на 1,25 расчетного давления, кроме кожуха доменной печи и газопровода грязного газа, которые испытываются продувкой при давлении не выше 2 *ати*; при этом все швы кожуха доменной печи должны быть проверены ультразвуковым методом.

Проверка на прочность производится в течение 5 *мин*, после чего конструкции осматриваются, замеченные дефекты устраняются и производится проверка на плотность с выдержкой не менее 1 *ч*.

Величина утечки воздуха в процентах определяется по формуле

$$\alpha = 100\left(1 - \frac{P_{\text{кон}}}{P_{\text{нач}}} \cdot \frac{T_{\text{нач}}}{T_{\text{кон}}}\right), \tag{12.4}$$

где $T_{\text{нач}}$ и $T_{\text{кон}}$ — абсолютная температура воздуха в испытываемом объекте в начале и конце испытания;

$P_{\text{нач}}$ и $P_{\text{кон}}$ — абсолютное давление воздуха в испытываемом объекте в начале и конце испытания.

Монтаж доменной печи методом надвижки. С целью сокращения времени остановки доменной печи при замене изношенного кожуха или модернизации домны применяется так называемый способ монтажа методом надвижки, позволяющий сократить сроки остановки печи до 50 суток.

В этом случае новый кожух доменной печи собирается вблизи старого, и после его сборки и футеровки старая доменная печь, эксплуатировавшаяся во время сборки нового кожуха, разбирается и на ее место надвигается новая. Основные трудности метода заключаются в устройстве приспособлений, позволяющих удержать большой вес вновь смонтированной печи и произвести ее передвижку в новое положение.

Этот способ широко используется в практике начиная с 1953 г., причем вес передвигаемых блоков составляет от 600 до 3300 *т*.

В некоторых случаях в связи с недостаточной площадью территории разработан способ, позволяющий передвигать и затем опускать доменные печи весом блока до 2500 *т*.

Размещение стенда для надвижки доменной печи показано на рис. 12. 24.

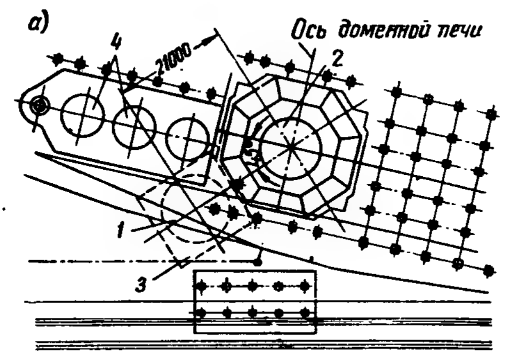
Более подробное описание этого метода описано в работе [81].

Монтаж прочих листовых конструкций. Монтаж листовых конструкций типа силосов, декомпозеров, бункеров, нефтехимической аппаратуры, аэродинамических труб и других при габаритных размерах конструкций производится аналогично монтажу габаритных газгольдеров, а при негабаритных размерах путем предварительного укрупнения на заводе до максимально возможных размеров по габаритам и в первую очередь использования возможности рулонирования. Размеры укрупнения решаются конкретно с учетом видов и грузоподъемности имеющегося оборудования.

Водонапорные башни и гидрорезервуары могут монтироваться в горизонтальном положении и затем подниматься с помощью стрелы. При больших объемах резервуаров этот прием непригоден, и в зависи-

мости от вида днища резервуара он укрупняется или полностью собирается на земле и затем поднимается в проектное положение. Стенки и покрытия резервуара монтируются способами, применяемыми для цилиндрических резервуаров.

При монтаже дымовых труб или стволов однотрубных мачт чаще всего применяют специальные краны, позволяющие производить вертикальную транспортировку и установку собранной на земле секции в проектное положение (см. рис. 12.3). Лишь в редких случаях выполняется полистовая сборка с использованием кольцевых подмостей (см. рис. 12.4).



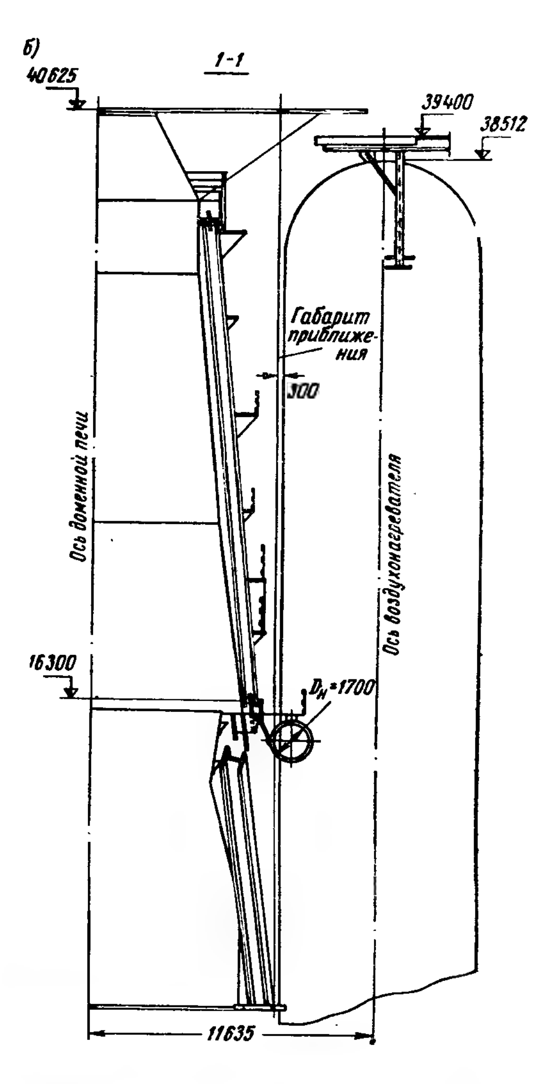


Рис. 12.24. Размещение стенда для реконструкции доменной печи

а — план стенда; *1* — новая доменная печь; *2* — старая доменная печь; *3* — плита направляющих; *4* — воздухонагреватели; *б* — схема перемещения доменной печи около воздухонагревателей

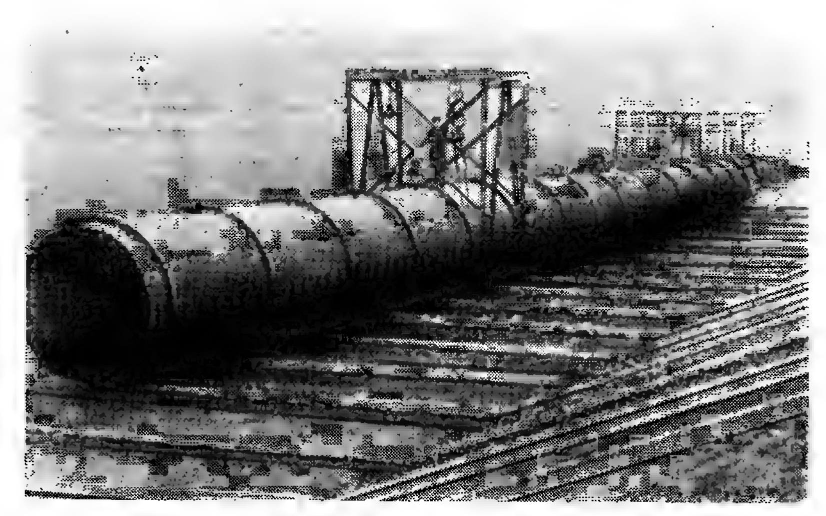


Рис. 12.25. Сборка секций теплофикационного тоннеля на соединительном стеллаже

Необходимо всемерно использовать для упрощения монтажа естественные условия. Весьма поучителен пример монтажа дюкера (теплофикационного тоннеля), укладываемого по дну реки и соединяющего берега, находящиеся на расстоянии 200 *м*. Монтаж этого дюкера является прототипом для монтажа ряда аналогичных сооружений. Секции дюкера диаметром 2,5 *м* и длиной 9 *м* изготовлялись на заводе металлических конструкций и перевозились по железной дороге, находящейся у берега реки, на расстоянии 1 *км* от места укладки. Секции соединяли на специальном стеллаже при помощи монтажных приспособлений и сваривали в укрупненные секции длиной около 80 *м*. Поворот осуществлялся при помощи специальных порталов (рис. 12. 25). По концам двух половинок тоннеля устанавливали заглушки, после чего две половинки тоннеля спускали на воду и соединяли при помощи специальных фланцев, а стыки заваривали как снаружи, так и изнутри. При этом секцию поворачивали на плаву. В дальнейшем укрупненную секцию длиной около 160 *м* буксировали к месту установки и затапливали. После погружения речной части погружали и соединяли два береговых отсека, а затем укладывали пригрузы и засыпали грунтом; после откачки из тоннеля воды производилась укладка теплофикационных труб[1].

Глава 13
ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Листовые конструкции, вписывающиеся в габаритные размеры подвижного состава (габаритные газгольдеры постоянного объема, цистерны, трубопроводы и др.), могут транспортироваться полностью в со-

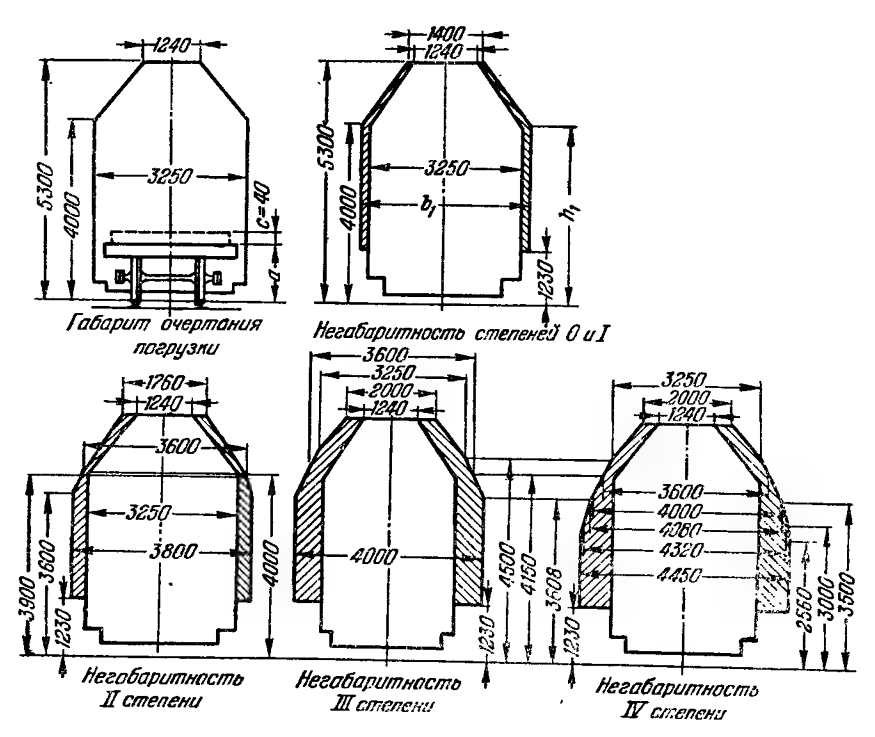


Рис. 13.1. Габарит очертания нагрузки

[1] Разработка комплекса мероприятий по теплофикации большого района, в которую вошло и преодоление водной преграды с помощью указанного дюкера, была отмечена в 1951 г. Государственной премией.

бранном виде или расчлененными на крупные отправочные элементы, монтаж которых требует минимальных трудовых затрат (например, в трубах один кольцевой шов приходится на длину транспортируемого участка). Загрузка транспорта в этом случае малоэффективна, так как из-за значительных объемов листовых конструкций не может быть полностью использована грузоподъемность платформ.

Рулонный способ изготовления позволил разрешить проблему транспорта для большого количества листовых конструкций: вертикальных цилиндрических резервуаров, мокрых газгольдеров, воздухонагревателей и др.

Коэффициент использования грузоподъемности подвижного железнодорожного состава $K_{эф}$, характеризующий отношение среднего веса транспортируемых конструкций к грузоподъемности подвижного состава для негабаритных листовых конструкций, составляет около 0,5; для габаритных — около 0,2 и для конструкций, перевозимых в виде рулонов, — около 0,8. При изготовлении листовых конструкций на месте монтажа коэффициент загрузки может быть близок к единице.

Увеличение размеров листовых конструкций сопряжено с увеличением степени негабаритности используемого подвижного состава железных дорог. Пределы возможного увеличения габаритов указаны на рис. 13.1 и характеризуются нулевой, первой, второй, третьей и четвертой степенями негабаритности. Стоимость перевозки негабаритных грузов увеличивается против установленных ставок следующим образом: для нулевой и первой степени негабаритности — на 50%; второй степени — на 100%; третьей степени — на 200% и четвертой степени — 300%.

Стоимость перевозки металлических конструкций исчисляется исходя из нормы загрузки вагона, и при ее определении не учитывается степень фактической загрузки (не допускается лишь превышение грузоподъемности). Грузоподъемность и норма загрузки вагонов приведены в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Грузоподъемность вагона в *т*	Норма загрузки вагона в *т*
18	17
20	19,89
50	44,75
60	49,7

Стоимость перевозки 1 *т* (C_1) габаритных листовых металлических конструкций по железным дорогам общего назначения товарной скоростью в зависимости от дальности перевозки может быть определена по формулам, приведенным в табл. 13.2.

Таблица 13.2

Расстояние перевозки L в *км*	Формула стоимости перевозки $C_1/K_{эф}$ в руб.
До 50	0,81
$500 \leqslant L < 50$	$0,81+0,18\ (500-L)\cdot 10^{-2}$
$1500 \geqslant L > 500$	1 р. 62 к.$+0,27\ (1500-L)\cdot 10^{-2}$
$L > 1500$	4 р. 32 к.$+0,288\ (L-1500)\cdot 10^{-2}$

Например, при перевозке грузов четвертой степени негабаритности ($k=3$) на расстояние 3000 *км* и коэффициенте эффективности $K_{эф}=0{,}2$ стоимость перевозки 1 *т* металлических конструкций составит

$$\frac{C_1}{K_{эф}} = [4{,}32 + 0{,}288\,(3000 - 1500)\cdot 10^{-2}]\,k; \qquad (13.1)$$

$$C_1 = \frac{(4{,}32 + 4{,}32)\,3}{0{,}2} = 129 \text{ р. } 60 \text{ к.}$$

Это составляет около 50% обычной стоимости листовых конструкций в деле.

Диаметр цилиндрического изделия, вписываемого в четвертую степень негабаритности, не превышает 4 *м*. При этом длина конструкции не может превышать определенных размеров и связана с дополнительными ограничениями, зависящими от конфигурации концов изделия, радиуса закругления железнодорожного пути, наличия в этих зонах искусственных сооружений (мостов, платформ и т. п.) и др., и требует специальных ограничений в движении встречного транспорта. Величина дополнительного смещения концов или середины грузов должна учитываться при установлении категории негабаритности путем соответствующего смещения габаритного размера перевозимой конструкции на величину f_1 для конца или f_2 для середины груза (рис. 13.2):

$$f_1 = \frac{L^2 - l_{сц}^2 - l^2}{8R} - b; \qquad (13.2)$$

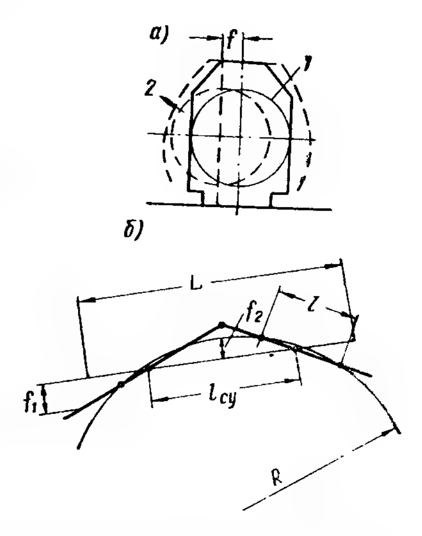


Рис. 13.2. Положение грузов на закруглениях железных дорог

а — разрез прохождения груза; *1* — на прямой; *2* — на закруглении; *б* — прохождение груза в плане (на закруглении)

$$f_2 = \frac{l_{сц}^2 + l^2}{8R} - a. \qquad (13.3)$$

Значения a и b зависят от увеличения расстояния от оси пути до сооружений, находящихся соответственно с внутренней или наружной стороны кривой, или половины увеличения расстояния между путями на кривых.

Листовые конструкции, изготавливаемые рулонным способом, должны иметь длину рулонов, равную высоте конструкции (желательно не более 18 *м*), и вес до 60 *т*.

Для перевозки конструкций большой длины могут быть использованы по согласованию с железными дорогами специальные транспортные средства. На рис. 13.3 показан многослойный резервуар длиной 38 *м*, диаметром 2,5 *м* и весом 62 *т*, транспортируемый по железной дороге (США).

С целью улучшения загрузки подвижного состава разрабатывается прием так называемого двойного деформирования рулона, позволяющий уменьшить его диаметр, а для труб — способ плоскосворачивающихся труб. В таком виде трубы могут транспортироваться всеми видами транспорта, поскольку бухты плоских заготовок труб до придания им проектной формы весьма компактны (рис. 13.4).

Транспортирование заготовок по трассе сопровождается и одновременным развертыванием рулона (рис. 13.5). В настоящее время Институтом электросварки им. Патона освоены плоскосворачивающиеся трубы

с характеристиками, указанными в табл. 13.3, работающие на давление до 10 *ати*.

Для удержания грузов от продольного и поперечного перемещения по платформе при толчках и резком торможении применяют растяжки, располагаемые наклонно и под углом к продольной оси платформы. Растяжки выполняются из мягкой отожженной проволоки, а также из круглой и сортовой стали. Для крепления растяжек к платформе служат сто-

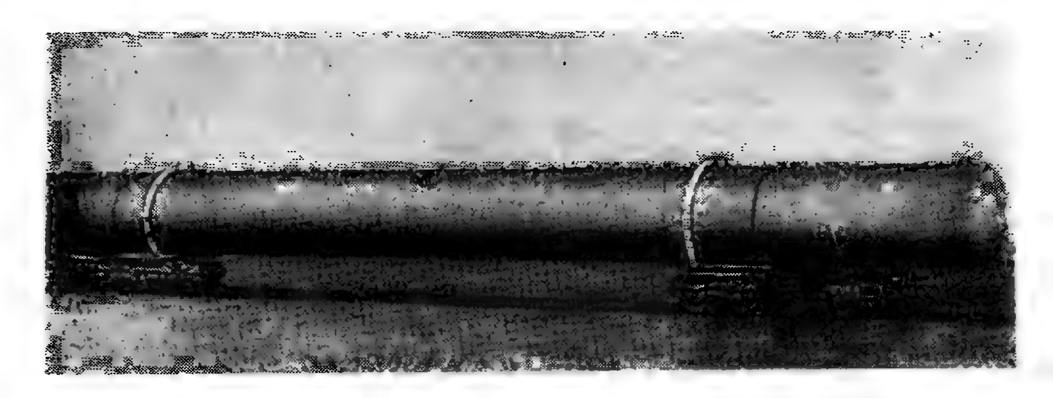


Рис. 13.3. Транспортирование резервуара длиной 38 *м*, диаметром 2,5 *м* и весом 62 *т*

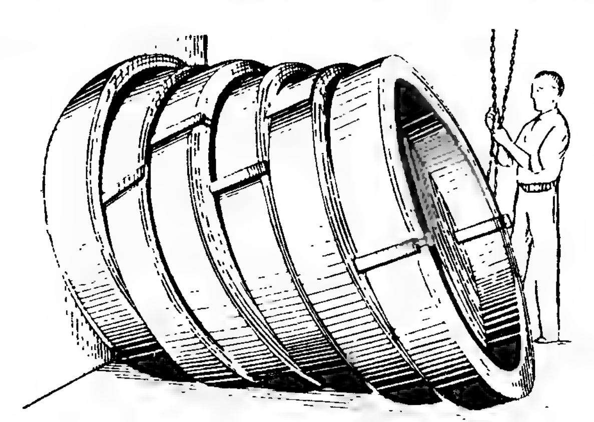


Рис. 13.4. Бухты рулонных труб

Таблица 13.3

Показатели	Условный диаметр труб в *мм*					
	100	150			300	
Сечение заготовок трубы	200	280			500	
Рабочее сечение трубы	100	150			300	
Толщина стенок δ в *мм*	1,5	2	1,75	2	3	4
Вес 1 *пог. м* трубы в *кг*	4,68	6,24	7,65	8,74	23,55	31,4
Длина трубы в рулоне весом 5 *т* в *м*	1070	800	654	563	212	159
Наружный диаметр рулона в *м*	1,8 -2,5					
Давление, требующееся для раздувания труб, в *ати*	8—12					

ечные гнезда или специальные приспособления, прикрепляемые к раме платформы.

В случае крепления груза одними растяжками без стоек сумма сечений растяжек, устанавливаемых с каждой стороны платформы, должна составлять не менее 19 *мм*² на каждую 1 *т* груза.

При погрузке конструкций в несколько ярусов каждый ярус должен быть отделен от другого деревянными прокладками из досок сечением не менее 37×75 *мм* или горбылей сечением 35×150 *мм*. Применение прокладок круглого сечения, а также составных не допускается. Прокладки располагаются, как правило, с внутренней стороны стоек на расстоянии не ближе 200 *мм* от них.

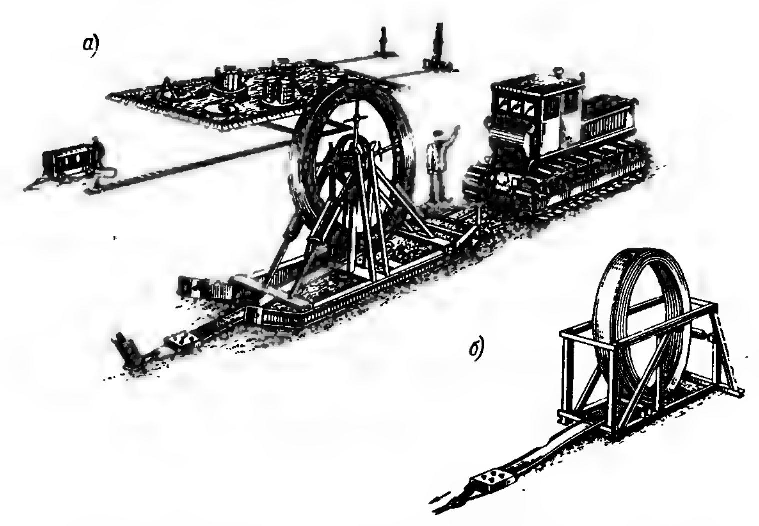


Рис 13.5. Развертывание рулона плоскосворачиваемых труб

а - приспособление, перемещаемое при помощи трактора; *б* — приспособление, устанавливаемое стационарно

Снятие деталей конструкций платформы (болтов, связей и др.), а также устройство в этих конструкциях отверстий или проемов запрещается. В исключительных случаях для уменьшения негабаритности груза допускается разборка настила пола при условии укладки его вновь после разгрузки платформы.

Для предупреждения деформации перевозимых емкостей от собственного веса опоры их следует размещать под кольцами жесткости, а при отсутствии таких колец предусматривать специальные временные крепления для неизменяемости сечений над опорами.

Отправочные элементы негабаритных листовых конструкций в большинстве случаев представляют свальцованные или штампованные листы, перевозка которых для сохранности их кривизны требует предосторожности.

Укладка свальцованных на один радиус листов в стопки может производиться только при условии укладки каждого листа на прокладки, исключающие возможность касания поверхностей, радиусы кривизны которых различаются на толщину листа.

Опоры нижнего листа всегда должны следовать его очертанию, образуя седло или выпуклость соответствующего радиуса. При погрузке листов выпуклостью вверх для обеспечения неизменяемости хорды дуги, образуемой листом, положение кромок листов на полу платформы должно фиксироваться упорами. При погрузке листов выпуклостью вниз и наличии свисающих за опоры консолей, которые могут деформироваться

от собственного веса, последние следует развязывать между собой по хордам проволочными тяжами.

Листы крепят к платформе в продольном и поперечном направлениях проволочными тяжами через отверстия. Если в листах нет отверстий, для крепления их следует предусматривать установку специальных съемных деталей (коротыши, скобы). Точки крепления тяжей должны совпадать с местами размещения прокладок, что позволяет избежать деформации листов от усилий, передаваемых тяжами.

Отдельные царги или небольшие сосуды можно перевозить на автомашинах. При больших размерах и весе конструкций их перевозят на трайлерах с помощью тракторов.

Характеристики автотранспортных, морских, речных и воздушных средств приведены в работе [121].

Возможность транспортирования некоторых видов листовых конструкций по каналам путем буксирования требует более внимательного назначения предельных габаритов листовых конструкций.

В тех случаях, когда заводы-изготовители и монтажные площадки находятся непосредственно у водных магистралей, габариты отправочных элементов листовых конструкций могут быть значительно увеличены, в результате чего окажется возможным перенести основной объем работ на завод, располагающий более мощным оборудованием.

Глава 14
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Листовые конструкции нередко используются как часть оборудования, необходимого для осуществления того или иного технологического процесса. Вследствие этого на них распространяются требования правил эксплуатации[1], установленные отдельными ведомствами для данного производства.

Кроме того, для некоторых, часто используемых конструкций, условия эксплуатации которых близки между собой, разрабатываются межведомственные правила, используемые всеми ведомствами.

Так, например, условия эксплуатации резервуаров, газгольдеров, трубопроводов, различных емкостей специального назначения, сосудов для нефтяной и химической промышленности, технологического оборудования, специальных сооружений металлургической промышленности (доменных печей, газоочисток и др.) и др., обеспечивающие надежность и долговечность их работы, регламентируются рядом общесоюзных и ведомственных документов. Главные требования, обязательные для всех министерств и ведомств, устанавливаются Госгортехнадзором СССР (б. Котлонадзор СССР) [42].

Если сооружения эксплуатируются при специфических условиях, неоговоренных в общесоюзных или ведомственных правилах и указаниях, то для них необходимо разрабатывать специальные или дополнительные указания по эксплуатации. При этом целесообразно в наибольшей мере использовать ранее разработанные, применяемые и проверенные на практике указания, добавляя в них лишь требования, связанные со специфическими особенностями эксплуатации новой конструкции.

---

[1] Поскольку условия, связанные с эксплуатацией листовых конструкций, должны быть отражены в конструктивном решении, принятом в проекте, то часто такие правила распространяются одновременно на проектирование и эксплуатацию.

Независимо от выполнения требований, изложенных в специальных для того или иного вида сооружения правилах, необходимо, чтобы предприятие, эксплуатирующее его, имело в своем распоряжении проект в стадии КМ, исполнительные чертежи, акты скрытых работ, паспорт сооружения, перечень отклонений, допущенных в процессе изготовления и монтажа (согласованные с проектирующими организациями), акты об испытании сооружений и перечень требований к условиям эксплуатации.

Если для данной конструкции или сооружения общесоюзные, ведомственные и типовые правила эксплуатации отсутствуют, а в проекте заложены лишь общие требования, которые должны быть удовлетворены при эксплуатации, то правила составляются организацией, эксплуатирующей данные сооружения.

§ 2. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В отличие от строительных металлических конструкций, роль которых обычно сводится к восприятию внешних силовых воздействий от оборудования, собственного веса и метеорологических воздействий, а также поддерживанию ограждающих конструкций и которые лишь косвенно участвуют в технологическом процессе производства, листовые конструкции обычно входят в состав оборудования, обеспечивающего технологический процесс того или иного производства.

Листовые конструкции характеризуются большими габаритами, весом и стоимостью, вследствие чего выход их из работы часто сопровождается длительной остановкой производства. Эти обстоятельства предъявляют особые требования к эксплуатации листовых конструкций, выполнение которых во многом способствует длительной и надежной работе всего производства.

Требования, предъявляемые при эксплуатации ко всему комплексу сооружений, складываются из требований, предъявляемых к обслуживанию и сохранности его отдельных частей, и оформляются в виде специальных документов, обычно носящих название Правила. В Правилах, относящихся к производству в целом, излагаются главные положения, которыми следует руководствоваться во время эксплуатации сооружения.

Ввиду особой ответственности листовых конструкций, используемых для производственных процессов, характерных высоким давлением, низкими или высокими температурами, переработкой или хранением опасных для жизни людей или дорогостоящих продуктов и пр., эксплуатация их регламентируется особыми правилами, в которых излагаются главные обязательные требования. Для некоторых видов листовых конструкций, условия работы которых при эксплуатации одинаковы или близки, устанавливаются единые правила, которые используются вне зависимости от того, в каком производственном процессе они используются. Так, на большую группу сосудов, работающих под давлением более 0,7 *ати*, распространяются «Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением», утвержденные Госгортехнадзором СССР [94].

В правилах эксплуатации отдельных видов листовых конструкций, входящих в комплекс общего производства, указываются главные требования, обеспечивающие их надежную работу.

При составлении правил эксплуатации для новых видов листовых конструкций особое внимание должно быть уделено специфическим условиям их работы, в частности:

силовым воздействиям (от внутреннего давления, метеорологических факторов, гравитации и температуры); при этом особое внимание

должно быть обращено на предотвращение возможного хрупкого разрушения при динамических воздействиях и появления в металле усталостных трещин;

физико-химическим воздействиям на металл агрессивных сред, вызывающих изменение его структуры или быструю коррозию.

§ 3. ЗАЩИТА ОТ КОРРОЗИИ

Для металлических конструкций и особенно для листовых конструкций, подверженных действию агрессивных сред, надежная защита от коррозии является одной из основных мер, обеспечивающих длительную и надежную эксплуатацию и уменьшающих затраты металла[1]. Вследствие этого описанию исследований процесса коррозии металлов в различных средах, влияния коррозии на характер разрушения, а также установленных мероприятий, уменьшающих коррозию, посвящено большое число работ[2].

Уменьшение и в некоторых случаях полное прекращение коррозии может быть достигнуто благодаря конструктивным мерам, применению металлов, стойких против коррозии, нанесению коррозиестойких защитных покрытий, применению электрохимических способов защиты (катодная и протекторная защита), добавки в коррозирующие среды специальных составов, уменьшающих их агрессивное воздействие, и др.

Конструктивные мероприятия. Уменьшение поверхности, подверженной коррозии, является основным способом снижения потерь металла от коррозии и достигается путем создания таких компоновочных и конструктивных решений, при которых отношение поверхности изделия (S) к его объему (V), а также отношение периметра (L) отдельного конструктивного элемента к площади его поперечного сечения (F) оказываются минимальными:

$$\eta = \frac{S}{V} \to \text{мин}; \quad \eta' = \frac{L}{F} \to \text{мин}.$$

Большое значение имеет форма сечений, применяемых в отдельных элементах, и их положение в пространстве, особенно в тех случаях, когда на них могут осаждаться твердые частицы, находящиеся в жидкости и воздухе и способствующие более бурному развитию коррозии. Проведенные исследования показали, что распределение весовых потерь металла по периметру поперечного сечения различных алюминиевых профилей зависит от формы поперечного сечения. Максимальная коррозия возникает на горизонтальных площадках, причем имеется большая неравномерность коррозии. Так, отношение

$$R_v = K_{\text{макс}} : K_{\text{мин}}$$

(где $K_{\text{макс}}$ — максимальные потери от коррозии в рассматриваемом профиле при эксплуатации; $K_{\text{мин}}$ — минимальные потери при эксплуатации) имеет очень большие значения.

Для трубчатого профиля R_v примерно равно 10, а для П-образного R_v — приблизительно 18. Наибольшие потери возникают на верхней горизонтальной части профиля, где откладывается максимальное количество твердых осадков, а наименьшие — на нижней горизонтальной поверхности, где такие осадки практически не откладываются. Вследствие

---

[1] По данным [20] на восстановление конструкций, подвергавшихся коррозии, ежегодно расходуется около $\frac{1}{3}$ всей стали, вкладываемой в строительство.

[2] В связи с огромным количеством работ, посвященных коррозии металла и металлических конструкций, в монографии сделаны ссылки лишь на некоторые работы последних лет [20, 25, 33, 49, 50, 57, 60, 139].

этого возможно создание специальных конструктивных форм листовых конструкций и, в частности, покрытий резервуаров вместо ферм или элементов щитовых покрытий, подвергающихся в ряде случаев чрезвычайно интенсивной коррозии, в которых элементы жесткости не имеют горизонтальных плоскостей. Принципиальное решение такой конструкции, поддерживающей перекрытие, приведено на рис. 14.1.

Большое значение имеет угол наклона вертикальной плоскости сечения на скорость коррозии. В паровоздушной среде наибольшая скорость коррозии возникает у горизонтально расположенных элементов, а в жидкой среде — у элементов, наклоненных к горизонту под углом ~30°. В табл. 14.1 приведены данные о влиянии угла наклона на весовые потери алюминиевых и стальных образцов, подвергнутых шестимесячному воздействию паровоздушной и жидкой сред.

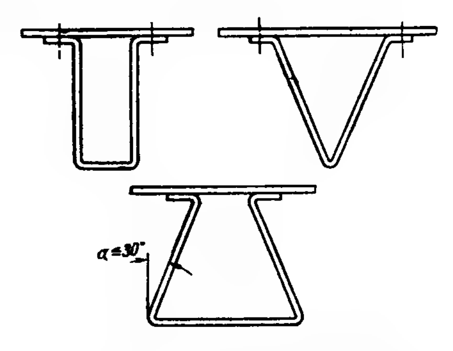


Рис. 14.1. Принципиальное решение конструкций, поддерживающих кровлю, обладающих хорошими антикоррозионными свойствами.

Конструкции, в которых хранятся сильно корродирующие продукты, должны быть герметичными. Так, например, при соединении листов внахлестку оба шва следует выполнять сплошными, чтобы исключить образование между листами коррозионного слоя, который расширит щель и создаст дальнейшее проникновение корродирующей среды. В результате образования коррозионного слоя возможно образование трещин и даже возможен полный разрыв элемента около наружного сплошного шва.

Таблица 14.1

Угол наклона образцов к горизонту в *град*	Потери веса образцов в $г/м^2$, выполненных из алюминия марки			
	Ст. 3 в среде		АМгЗ-АМ в среде	
	паровоздушной	жидкой	паровоздушной	жидкой
0	231	161	1,1	36,2
30	203	215	0,7	49,5
60	165	204	0,5	37,1
90	133	56	0,2	13,8

Следует иметь в виду, что процесс образования коррозии в отдельных элементах листовых конструкций связан с характером движения продукта в сосуде, который, в свою очередь, зависит от технологического процесса, совершающегося в сосуде, внешних воздействий (в первую очередь, односторонних нагревов солнцем), а также от расположения и формы конструктивных элементов, влияющих на движение среды.

Материалы. При проектировании различных видов листовых конструкций, предназначенных для соответствующего производственного процесса, на основе технико-экономических сравнений выбирается тот или иной металл и его марки.

Несмотря на лучшие антикоррозионные свойства алюминиевых сплавов (табл. 14.1), в подавляющем числе случаев для листовых конструкций применяется малоуглеродистая и низколегированная сталь.

В СНиП I-В.27-62 «Защита строительных конструкций от коррозии. Материалы и изделия, стойкие против коррозии» принимаются стойкими против коррозии в строительных конструкциях:

низколегированные стали (16ГС, 15ХСНД, 10Г2С1, 14Г2), применяемые в условиях низкой влажности и воздействия щелочей, нейтральных органических жидкостей и масел;

высоколегированные стали (ОХ18Н9, 1Х18Н9Т, 1Х18Н12Б, Х18Н12М2Т, Х18Н12М3Т), применяемые в условиях повышенной влажности и наличия высокоагрессивных газов;

алюминиево-марганцевые сплавы (АМц-М; АМц-П) и алюминиево-магниевые сплавы (АМг-П; АМг-М, АМг61-М), применяемые для конструкций в условиях повышенной влажности и при наличии кислых (но не окисляющих) газов;

свинец листовой, применяемый в качестве защитных покрытий при воздействии воды, органических кислот, а также серной и соляной кислот.

При применении того или иного металла следует также руководствоваться многолетним опытом специализированных организаций.

В табл. 14.2 приведены данные о скорости коррозии углеродистой и низколегированных сталей и алюминиевых сплавов.

Таблица 14.2

Среда	Скорость коррозии в *мм/год*					
	по данным (20)		по данным (49)			
			алюминиевый сплав			сталь
	Ст. 3	НЛ2	первый год	последний год	средняя за 10 лет	средняя за 10 лет
Атмосфера промышленного города	0,068	0,062	0,1	0,003	0,013	0,13
Атмосфера сельской местности	—	—	0,05	0,003	0,0076	0,032
Газопаровая атмосфера химического завода	0,25	0,17	—	—	—	—
Грунт	0,034	0,023	—	—	—	—
Атмосфера морского воздуха	0,027	0,021	0,15	0,003	0,018	0.05
Морская вода (полное погружение)	0,086	0,066	—	—	—	—
Морская вода (полупогружение)	0,14	0,1	—	—	—	—
Водопроводная вода (полное погружение)	0,028	0,021	—	—	—	—
Водопроводная вода (полупогружение)	0,082	0,09	—	—	—	—

Группа стали (по ГОСТ 5632—51)	Марка стали (по ГОСТ 5582—50)	Технологические свойства				Стойкость в различных		
		закаливаемость на воздухе	свариваемость	обрабатываемость на станках	штамповка горячая и холодная	воздух (атмосферные условия)	вода	
							питьевая	морская
Хромистая	1Х13	+	У	У	ВУ	Х	Х	У
»	Х17	—	У	У	У	О	Х	У
»	Х18	+	У	У	У	Х	Х	У
»	Х25	—	У	У	У	О	О	У
Хромоникелевая	1Х18Н9	—	Х	П	Х	О	О	У
»	Х17Н2	+	У	У	У	Х	Х	ВУ
»	1Х18Н9Т	—	Х	П	ВУ	О	О	У
»	Х18Н12Б							
»	Х23Н13	—	Х	П	ВУ	О	О	У
»	Х23Н18	—	Х	П	ВУ	О	О	У
Хромоникелемолибденовая	Х18Н12М2Т	—	Х	П	Х	О	О	Х

Обозначения: О — отлично; Х — хорошо; ВУ — вполне удовлетворительно; У — удовлетворитель-

Коррозия в первые годы происходит интенсивнее, чем в последующие. Это обстоятельство необходимо учитывать при назначении срока службы листовых конструкций.

При особо агрессивных средах или в случае хранения пищевых продуктов, не допускающих окисления, возможно применение нержавеющей и кислотостойкой стали (марка стали по ГОСТ 5582, химический состав по ГОСТ 5632—51) хромистой, хромоникелевой, хромоникелекремнистой, хромоникелемолибденовой, хромоникелевомарганцевой групп.

Технологические и антикоррозионные свойства некоторых марок нержавеющей и кислотостойкой стали приведены в табл. 14.3.

Антикоррозионные покрытия. Внешняя антикоррозионная защита выполняется в соответствии со СНиП I-В.27-62, а также с указаниями о составе и содержании проектных материалов по защите строительных конструкций зданий, сооружений и коммуникаций в производствах с агрессивными средами.

Стальные конструкции перед нанесением защитных покрытий должны быть тщательно очищены от окалины, ржавчины и жировых веществ, а сварные швы — от шлаковых образований.

Немедленно после очистки металла полуфабрикат или готовую продукцию покрывают фосфатирующим составом или грунтом. Дальнейшая окраска производится в соответствии с видом конструкции.

С целью уменьшения воздействия солнечной радиации листовые конструкции следует окрашивать в светлые тона.

Прочие мероприятия. Для трубопроводов и конструкций, находящихся в грунте, широко используется катодная защита, а для сооружений, контактирующих с открытыми водными бассейнами, — протекторная защита.

В некоторых случаях корродирующие свойства хранимого продукта могут быть уменьшены путем специальных добавок к нему.

В мокрых газгольдерах нередко применяют антикоррозийную жидкость, слой которой находится в резервуаре над поверхностью воды и не дает ей испаряться. Подвижные части газгольдера проходят через этот слой и покрываются защитным составом.

В некоторых случаях необходимо разрабатывать специальную технологию сварки, например для сварных соединений труб из нержавеющих хромоникелевых сталей типа 18-8, нашедших широкое применение для технологических трубопроводов. Необходимо также в процессе сварки быстро охлаждать металл, поскольку длительный нагрев и медленное охлаждение могут привести к потере его антикоррозионных свойств.

Таблица 14.3

средах										
растворы кнслот 5—15%				сероуглерод, спнрт, глнцерин н др.	сырая нефть н масла	соки фруктовые н овощные	пнво, углекнслые напитки, мыло	молочные продукты	раствор красок	раствор аммиака
HCl	H_2SO_4	HNO_3	щелочн (1—20%)							
П	П	Х	О	Х	О	Х	О	У	П	О
П	П	О	О	Х	О	Х	О	Х	У	О
П	П	Х	О	Х	О	Х	О	У	П	О
П	П	О	О	О	О	О	О	Х	У	О
П	П	О	О	О	О	О	О	Х	ВУ	О
П	П	О	О	Х	О	Х	О	Х	У	О
П	Х	О	О	О	О	О	О	О	ВУ	О
П	П	О	О	О	О	О	О	О	О	О
П	П	О	О	О	О	О	О	О	О	О
П	П	О	О	О	О	О	О	О	О	О

но; П — плохо; (+) — закалнвается, (—) — не закалнвается.

Часть IV
РАСЧЕТ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Глава 15
ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Если классифицировать металлические листовые конструкции по характеру их расчетной модели, то они должны быть отнесены к оболочкам, пластинкам и элементам жесткости. Последние хотя и применяются достаточно широко, но по методике расчета примыкают к стержневым системам. Таким образом, специфика расчета металлических листовых конструкций наиболее четко отражена в оболочках и пластинках.

По основным характеристикам напряженного состояния (двухосного или трехосного) оболочки и пластинки соответственно подразделяются на «тонкие» и «толстые». Тонкими называются оболочки и пластинки, которые имеют высоту (расстояние между параллельными ограничивающими поверхностями), не превышающую $^1/_5$ минимального размера вдоль других осей.

Тонкие оболочки и пластинки имеют применение в листовых конструкциях и рассматриваются в данной монографии.

Толстостенные конструкции с трехосным напряженным состоянием относятся к категории специальных и выходят за рамки рассмотрения данной книги.

Основными гипотезами, на которых построены современные теории расчета тонкостенных оболочек и пластинок, являются гипотезы Кирхгофа (1876 г.) и Лява (1888—1895 гг).

Первая гипотеза двухосного напряженного состояния состоит в том, что взаимное давление параллельных слоев оболочки и пластинки весьма мало и им пренебрегают.

Вторая гипотеза прямых нормалей, согласно которой принимается отсутствие депланации сечений, и таким образом точки, расположенные на прямой линии, нормальной поверхности до деформации, продолжают после деформации оставаться на прямой, перпендикулярной деформированной упругой поверхности.

Другие, дополнительные гипотезы и предпосылки изложены в соответствующих главах 16 и 17.

Характерным для пластинок и оболочек является то, что их жесткости в сравнимых случаях больше, чем у стержневых систем (примерно на 10%), в результате стеснения поперечных деформаций, учитываемых коэффициентом Пуассона. Так, цилиндрическая жесткость $D = EJ_0 = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)} \approx \frac{E\delta^3}{10{,}92}$ больше, чем жесткость соответствующего стержня EJ.

Оболочка отличается от пластинки наличием кривизны поверхности. Характерной особенностью оболочек как статических систем является их преимущественная работа на растяжение и сжатие, а не на изгиб и кручение, как у значительной части пластинок и стержневых систем. Это об-

стоятельство позволяет лучше использовать несущую способность материала, особенно у металлических оболочек.

Вследствие кривизны оболочек проекции усилий, воздействующих на нормаль к поверхности, создают подобие упругого основания под оболочками, что дает им существенное преимущество по сравнению с пластинками и стержнями в смысле несущей способности (пластинки и стержни такого упругого основания не имеют).

Основным расчетным напряженным состоянием листовых конструкций, согласно большинству действующих нормативных указаний, является упругое напряженное состояние. Однако в данной монографии рассматривается и в практике наблюдается упруго-пластическое и пластическое состояние конструкций в отдельных точках и зонах. Это состояние в необходимых случаях должно быть оценено как с качественной, так и количественной стороны, что рассмотрено в главах 16, 17, 19, 20—22.

При расчете пластинок и оболочек за основные искомые величины принимаются функции напряжений и перемещений от силовых и температурных воздействий, определяемые на основе уравнений равновесия, геометрических и физических уравнений с учетом граничных условий.

На основе системы из 17 уравнений теории упругих оболочек и пластинок задача для любой плавной конструкции с нагрузкой, описываемой непрерывной функцией при заданных граничных условиях, принципиально может быть однозначно решена.

Такой прямой и строгий путь решения связан со значительными математическими трудностями, и общее решение для многих случаев до сих пор не найдено. Гораздо лучшие результаты дали поиски решений и теории, построенные на оправданных упрощениях и отражающие те или иные частные конкретные условия. Простой учет симметрии резко упрощает задачу и сокращает число неизвестных.

Раздельное рассмотрение безмоментного и моментного состояния также значительно упрощает вопрос, а для симметричных случаев безмоментного состояния решение можно получить элементарным путем.

Техническая теория пологих оболочек, созданная отечественными учеными, вносит существенные упрощения уже тем, что вместо криволинейных координат принимаются их проекции на плоскость.

Имеется ряд других упрощающих положений и гипотез, на основе которых созданы прикладные теории расчета.

Отечественная школа строительной механики по эффективности и оригинальности методов, по богатству и содержательности идей не знает себе равных.

Отдельный вопрос составляют решения задач об устойчивости листовых конструкций. Установлено, что начальные погрешности оказывают заметное влияние на снижение несущей способности по устойчивости. До 60-х годов признавалось правильным вести расчет устойчивости оболочек по нижнему критическому напряжению и, таким образом, условно давать как бы «оценку снизу» возможного влияния начальных погрешностей. При этом задача решалась в нелинейной постановке, при которой рассматривалось расчетное состояние обратного хлопка из закритического в исходное состояние.

В настоящее время такая постановка задачи подвергается критике вследствие некоторой неопределенности ее постановки и недопустимости (с точки зрения понятия предельного состояния) начального (прямого) хлопка в закритическую форму равновесия.

Кроме этого, значение нижнего критического напряжения оказывается величиной, достаточно неопределенной и в некоторых случаях стремящейся к нулю.

Следует искать возможное минимальное значение верхних критических напряжений с учетом начальных погрешностей и решать задачу в нелинейной постановке. Указанное положение рассмотрено более подробно в главе 18 (§1 и далее).

Определение (количественное и качественное) начальной погрешности нуждается в строгом определении и формулировке. Выдвигаются, в частности, понятия об осесимметричной начальной локальной погрешности формы, а также понятие о несимметричной локальной погрешности, определяющие наименьшую несущую способность по устойчивости.

В последние годы предложены некоторые практические методы решения рассматриваемого вопроса. Тема об устойчивости в современной постановке освещена в работах [12, 22, 23, 95, 97 и др.].

Исследованием вопросов прочности, устойчивости и деформативности листовых конструкций не исчерпывается тема о их надежности. В связи с совершенствованием методики расчета по предельным состояниям поставлен вопрос о новых формулировках предельных состояний, о введении для металлостроительства третьего предельного состояния — по трещиностойкости, о четком разграничении формулировок предельного и аварийного состояния и другие общие вопросы.

Вопросы динамических и циклических воздействий, учета влияния фактора времени на несущую способность конструкций, начальных напряжений и многие другие, имеющие непосредственное отношение к расчетам металлических листовых конструкций, в настоящее время продолжают исследоваться или совершенствоваться.

§ 2. ОСОБЕННОСТИ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Как упоминалось, для листовых конструкций характерно двухосное напряженное состояние. При этом определяющими несущую способность являются нормальные напряжения; влияние касательных напряжений менее существенно. Следует также иметь в виду, что каждое из нормальных напряжений (действующих в главных направлениях) в отдельности не всегда могут служить критерием несущей способности и сравниваться с расчетным сопротивлением материала.

Существует приведенное напряжение, определяемое по четвертой энергетической теории прочности (см. главу 17). Последнее может быть по абсолютной величине больше, чем каждое из главных нормальных напряжений. Кроме этого, при двухосном напряженном состоянии предел текучести материала (и склонность его к хрупкому разрушению) есть величина переменная, зависящая от соотношения главных нормальных напряжений. Как известно, при двухосном напряженном состоянии нормативный предел текучести $\sigma_т$ должен быть умножен на коэффициент $K = \frac{1}{\sqrt{1-\eta+\eta^2}}$, где η— отношение модулей (меньшего к большему) главных нормальных напряжений. Знак η перед постановкой его значения в формулу принимается с учетом знака напряжения, считая за плюс растяжение.

Для прикладных целей сложное напряженное состояние упругих оболочек и пластинок оказалось целесообразным исследовать раздельно с выделением моментного и безмоментного состояния (см. главы 16 и 17).

Отдельную большую категорию моментного состояния составляет краевой эффект оболочек, отличающийся быстрым волнообразным затуханием моментного состояния вблизи зоны его возникновения (см. главу 19).

К особой группе задач относится исследование напряженного состояния от локальных (местных) воздействий на пластинки и оболочки.

Концентрация напряжений и связанные с ней вопросы трещиностойкости и борьбы с явлениями хрупкого разрушения освещены в главах 21 и 22.

Контактные задачи о напряженном состоянии при соприкосновении тел по линии или в точке в большей мере характерны для опорных элементов.

Задачи исследования напряженного состояния и деформаций листовых конструкций оболочек и пластинок ставятся как в линейной, так и в нелинейной постановке. При линейной постановке рассматриваются малые перемещения, вследствие чего влияние деформаций на изменение расчетной модели не учитывается. Кроме этого, физические свойства материала считаются неизменными. В нелинейных задачах рассматриваются значительные перемещения, и изменения расчетной схемы под нагрузкой могут влиять на напряженное состояние, вследствие чего напряжения и деформации изменяются непропорционально нагрузкам. Физические свойства материалов при нелинейной постановке также могут рассматриваться как переменная величина (например, при переходе за упругую стадию работы материала).

Методы теоретических исследований и расчета листовых конструкций достаточно разнообразны и включают в себя как общие методы математической теории упругости и пластичности, так и прикладные методы строительной механики и инженерных приемов расчета, без применения которых трудно обойтись в процессе решения практических задач проектирования.

§ 3. РАСЧЕТ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ СОСТОЯНИЮ

Расчет листовых конструкций, так же как и других металлических конструкций, целесообразно вести по предельным состояниям.

В настоящее время листовые конструкции доменных цехов и газоочисток, газгольдеров, шаровых резервуаров, резервуаров низкого давления, химических агрегатов больших размеров и некоторых других обычно рассчитывают по предельным состояниям, а различные резервуары высокого давления, преимущественно небольших размеров, — по допускаемым напряжениям.

При расчете по Строительным нормам и правилам для металлических конструкций устанавливается два предельных состояния:

а) по несущей способности (прочности, устойчивости, выносливости); при достижении этого (первого) предельного состояния конструкция теряет способность сопротивляться внешним воздействиям или получает остаточные деформации, препятствующие дальнейшей эксплуатации сооружения;

б) по жесткости; при достижении этого (второго) предельного состояния в конструкции, несмотря на сохранение прочности и устойчивости, появляются перемещения (в том числе колебания), исключающие возможность дальнейшей эксплуатации сооружения.

По первому предельному состоянию конструкции рассчитывают с учетом воздействия расчетных нагрузок и их возможных сочетаний, наиболее вероятных во время эксплуатации сооружений. Расчет на усталость должен производиться с учетом тех нагрузок, при которых возможно появление усталостных напряжений.

Расчет листовых конструкций на жесткость производится от действия нормативных нагрузок.

Для большинства листовых конструкций основным является расчет по несущей способности.

Общие выражения условий, необходимых для сохранения несущей способности элементов сооружения и сооружения в целом, указаны: по прочности — в уравнении (15.1), по устойчивости — в уравнении (15.2) и по выносливости — в уравнении (15.3). Проверка отдельных элементов сооружения на выносливость обязательна при периодически изменяющейся нагрузке, способной вызвать усталостные явления:

$$\xi R^{н} k k_{св} k_{м} m = \xi R k_{св} k_{м} m \geqslant \sigma = \Sigma \Phi_{i} (n_{y}, q_{y}, S_{y}, k_{сочy}); \quad (15.1)$$

$$R k_{м} m k_{y} \geqslant \sigma = \Sigma \Phi_{i}^{y} \left(n_{y}, q_{y}, S_{y}, k_{сочy}\right); \quad (15.2)$$

$$R m \gamma \geqslant \sigma = \Sigma \Phi_{i}^{в} \left(n_{y}, q_{y}, S_{y}, k_{сочy}\right). \quad (15.3)$$

В приведенных уравнениях приняты следующие обозначения:

$R^{н}$ — нормативное сопротивление металла;
$R = R^{н} k$ — расчетное сопротивление металла;
k, $k_{св}$ — коэффициенты однородности стали и сварных соединений;
$k_{м}$ — коэффициент, учитывающий многоосное напряженное состояние;
m — коэффициент условий работы;
ξ — коэффициент, учитывающий изменение схемы сооружения;
k_{y} — коэффициент, учитывающий особенности работы конструкции и ее отдельных элементов на устойчивость;
γ — коэффициент понижения напряжений;
σ — напряжения, являющиеся функцией (Φ) от: q_{y} — соответствующих нагрузок; n_{y} — коэффициентов перегрузки; $k_{соч\,y}$ — коэффициентов сочетания нагрузок;
S_{y} — геометрическая характеристика рассчитываемого сечения.

При этом Φ_{i}, Φ_{i}^{y}, $\Phi_{i}^{в}$ отличаются тем, что выбираются наихудшие силовые воздействия (q_{y}) на сооружение или его элементы соответственно для прочности, устойчивости или выносливости.

В последнее время было предложено обсудить ряд аспектов развития расчета по предельным состояниям; выдвинут ряд предложений, в числе которых предложение о необходимости установления для металлических конструкций третьего предельного состояния — по трещиностойкости. Это предложение особенно целесообразно для листовых конструкций, работающих в режиме переменных нагрузок, поскольку в ряде случаев предельное состояние может возникнуть в результате проявления трещины при сравнительно малом числе циклов нагружения и тем самым вызвать прекращение эксплуатации сооружения.

Выделение в особую группу расчета ряда элементов, работающих на выносливость, как это сделано в формуле (15.3), в определенной степени реализует это предложение.

Расчет по допускаемым напряжениям, принятый при расчете сосудов, подверженных высокому давлению, ведется лишь на прочность, и при этом допускаемое напряжение σ^{*} принимается дифференцированным и равным наименьшему из трех следующих величин:

$$\sigma \leqslant \frac{\sigma_{в}'}{n_{в}} \quad (15.4а); \qquad \frac{\sigma_{т}'}{n_{т}} \quad (15.4б); \qquad \frac{\sigma_{д}'}{n_{д}}, \quad (15.4в)$$

где $\sigma_{в}'$ — временное сопротивление материала;
$n_{в} = 2{,}6$ — коэффициент запаса прочности, отнесенный к временному сопротивлению;
$\sigma_{т}'$ — предел текучести;
$n_{т} = 1{,}5$ — коэффициент запаса, отнесенный к пределу текучести;

$\sigma'_д$ — предел длительной прочности при рабочей температуре, не превышающей: 380° — для малоуглеродистых сталей, 420° — для низколегированных сталей, 525° — для аустенитных сталей;

$n_д = 1{,}5$ — коэффициент запаса, отнесенный к пределу длительной прочности.

Введение двух коэффициентов $n_в$ и $n_т$ связано с условным назначением предела текучести для низколегированных сталей вследствие отсутствия у последних явно выраженной площадки текучести.

Если $\sigma'_т/n_т > \sigma'_в/n_в$, то расчет должен вестись, сообразуясь с напряжениями, отнесенными к пределу текучести. В этом случае должно быть выдержано условие

$$\frac{\sigma'_в}{\sigma'_т} < \frac{n_в}{n_т} = \frac{2{,}6}{1{,}5} = 1{,}73. \qquad (15.5)$$

Из рис. 15.1 видно, что это условие выдерживается для малоуглеродистых и не выдерживается для низколегированных сталей, поскольку решающим для малоуглеродистых сталей является расчет по формуле (15.4б), а для низколегированных — по формуле (15.4а).

Значения коэффициентов $n_в$ и $n_т$ при расчете по предельному состоянию заменяются

$$\sigma_т km = \frac{\sigma_т}{n_т}$$

или

$$\sigma_т km = \frac{\sigma_в}{n_в},$$

Рис. 15.1. Значение отношений $\sigma_в/\sigma_т$ для различных сталей и сравнение их с отношением $n_в/n_т$

$1 - \frac{\sigma_{в,\ макс}}{\sigma_{т,\ мин}}$; $2 - \frac{\sigma_{в,\ мин}}{\sigma_{т,\ макс}}$

и для малоуглеродистых сталей необходимо выдержать условие

$$k_{му} m = \frac{1}{n_т}, \qquad (15.6)$$

а для низколегированных

$$k_{нл} m = \frac{\sigma_в}{\sigma_т n_в}. \qquad (15.7)$$

Поскольку коэффициент однородности при расчете по предельному состоянию принимается для малоуглеродистых сталей $k_{му} \approx 0{,}9$, а для низколегированных $k_{нл} \approx 0{,}85$, то для перехода от расчета сосудов, работающих под высоким давлением, по допускаемым напряжениям достаточно принять для малоуглеродистых сталей

$$m' = \frac{1}{n_т k_{му}} = \frac{1}{1{,}5 \cdot 0{,}9} \approx 0{,}75, \qquad (15.6а)$$

а для низколегированных

$$m' = \frac{\sigma_в}{\sigma_т n_в k_{нл}} \approx \frac{1{,}4}{2{,}6 \cdot 0{,}85} = 0{,}65. \qquad (15.7а)$$

Учет длительной прочности должен быть сделан по формулам, аналогичным (15.6а) и (15.7а), но с подстановкой вместо $\sigma_в$ значения $\sigma_д$:

$$m'_д = \frac{\sigma_д}{\sigma_т n_т k_{му}\ (\text{или } k_{нл})}.$$

Таким образом, формальная сторона перехода на расчет по предельному состоянию для сосудов, работающих при высоком давлении, может быть решена достаточно просто.

Геометрические размеры сосудов, работающих под высоким давлением, неизменно увеличиваются, и их проектирование, изготовление и монтаж переходят к строительным организациям. Это обстоятельство служит важным мотивом для перехода и в таких сосудах на расчет по предельному состоянию, позволяющий унифицировать приемы расчета во всех строительных конструкциях.

Коэффициент условий работы m отражает неучтенные особенности условий работы и устанавливается, сообразуясь с практикой возведения и эксплуатации сооружения и требований к его надежности. При назначении этого коэффициента необходимо сравнение с ранее действовавшими нормативными документами [см. формулы (15.6) и (15.7)].

Для каждого конкретного вида нагрузки **коэффициент перегрузки** n_g учитывает ее возможное изменение (например, возможное повышение давления против расчетного, повышение уровня налива жидкости, увеличение собственного веса конструкции, снеговой и ветровой нагрузок, температуры и др.).

Нормативное сопротивление, коэффициент однородности основного и наплавленного металла. *Нормативные сопротивления* представляют собой минимальные статистически вероятные значения предела текучести с учетом минусовых допусков проката, уменьшающих расчетную площадь сечения.

$$R = kR^{н} \tag{15.8}$$

(расчетные сопротивления сжатию, растяжению и изгибу)

и

$$T = 0,6\,R \tag{15.9}$$

(расчетные сопротивления срезу).

Значения нормативных сопротивлений приведены в табл. 15.1.

Коэффициент, учитывающий многоосное напряженное состояние $k_м$ по энергетической теории прочности для двухоснонапряженного состояния, определяется по формуле

$$k_м = \frac{1}{\sqrt{1 - \eta + \eta^2}}, \tag{15.10}$$

где

$$1 \geqslant \eta = \frac{|\sigma_{мин}|}{|\sigma_{макс}|} \geqslant 0. \tag{15.11}$$

Значения $k_м$ для трехоснонапряженного состояния приведены в главе 21.

Коэффициент, учитывающий изменение схемы сооружения ξ. Коэффициент ξ учитывает изменение схемы сооружения при достижении материалом предела текучести, а в некоторых случаях стадии самоупрочнения. Коэффициент ξ характеризует приобретение сооружением новой, более совершенной формы в процессе эксплуатации или во время пробной нагрузки вследствие образования пластических шарниров или зон текучести. В качестве примера можно назвать цистерны с коническими и плоскими днищами (без усиливающих ребер), у которых под влиянием нагрузки, превышающей расчетную, происходит изменение угла в месте примыкания днища к цилиндру и возникают остаточные деформации в уторной зоне, вследствие чего значительно возрастает несущая способность по сравнению с несущей способностью в начальной расчетной схеме, составляемой в предположении сохранения упругих свойств металла. Испытательная нагрузка, а иногда нагрузка в первый период эксплуатации сооружения приводит к образованию новой, более совершенной для данного силового воздействия форме сооружения.

Если правая часть уравнения (15.1) составлена с учетом изменения формы (по деформированной схеме) в процессе образования и развития упругих или упруго-пластических деформаций, то $\xi = 1$.

Таблица 15.1

Значения $R^н$, R, T, $R_{св}$, k и $k_{св}$

Вид стали	Группа или марка стали	$R^н$ в $кГ/см^2$	k	$R=kR^н$ в $кГ/см^2$	$T=0,6\ R$ $кГ/см^2$	Сварные соединения***					
						в стык					угловые швы: сжатие, растяжение, срез
						сжатие	растяжение			срез	
							а	*б***	*в***		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Углеродистая обыкновенного качества	Ст. 3	2300	0,9	2100	1300	2100 (1)	2100 (1)	2100 (1)	1800 (0,86)	1300 (0,62)	1500 (0,71)
	Ст. 4	2500	0,85	2100	1300	2100 (1)	2100 (1)	2100 (1)	1800 (0,86)	1300 (0,62)	1500 (0,71)
	Ст. 5	2700	0,85	2300	1400	2300 (1)	2300 (1)	2300 (1)	2000 (0,86)	1400 (0,62)	1600 (0,7)
Для мостостроения	М16С	2300	0,9	2100	1300	2100 (1)	2100 (1)	2100 (1)	1800 (0,86)	1300 (0,62)	1600 (0,71)
	Ст. 3мост	2400	0,9	2100	1300	2100 (1)	2100 (1)	2100 (1)	1800 (0,86)	1300 (0,62)	1500 (0,71)
Термически упрочненная	МСтТ	3000	0,8	2400	1450	2400 (1)	2400 (1)	2400 (1)	2050 (0,86)	1500 (0,62)	1700 (0,7)
Низколегированная	19Г	3000	0,85	2500	1500	2500 (1)	2500 (1)	2500 (1)	2100 (0,86)	1550 (0,62)	1750 (0,7)
	14Г2	3400	0,85	2900 (2800)*	1700	2900—2800 (1)	2900—2800 (1)	2900—2800 (1)	2500—2400 (0,86)	1700 (0,6)	2000 (0,7)
	15ГС	3400	0,85	2900 (2800)*	1700	2900—2800 (1)	2900—2800 (1)	2900—2800 (1)	2500—2400 (0,86)	1700 (0,6)	2000 (0,7)
	14ХГС	3400	0,85	2900 (2800)*	1700	2900—2800 (1)	2900—2800 (1)	2900—2800 (1)	2500—2400 (0,86)	1700 (0,6)	2000 (0,7)
	10Г2С1, 10Г2СД	3500	0,85	2900	1700	2900 (1)	2900 (1)	2900 (1)	2500 (0,86)	1700 (0,6)	2000 (0,69)
	15ХСНД	3500	0,85	2900	1700	2900 (1)	2900 (1)	2900 (1)	2500 (0,86)	1700 0,6	2000 (0,69)
	10ХСНД	4000	0,85	3400	2000	3400 (1)	3400 (1)	3400 (1)	2900 (0,85)	2000 (0,59)	2400 (0,7)

* Первая цифра для толщин 20 *мм* и менее; цифра в скобках для толщины 21—32 *мм*.
** При полуавтоматической и ручной сварке с применением для контроля качества швов: *б* — повышенных способов; *в* — обычных способов.
*** В скобках — коэффициенты однородности сварных швов.

При отсутствии способов расчета с учетом изменения формы в упруго-пластической области значение коэффициента следует определять по формуле

$$\xi = \frac{p''_{\text{макс}}}{p'_{\text{макс}}}. \tag{15.12}$$

Значения $p''_{\text{макс}}$ и $p'_{\text{макс}}$ приведены на рис. 15.2; они могут быть определены для различных видов конструкций экспериментальным путем и в соответствии с ними приняты значения ξ.

При отсутствии экспериментальных данных ориентировочно можно принимать следующие значения ξ: при работе в упругой области $\xi = 1$; при краевом эффекте $\xi \approx 1,5$.

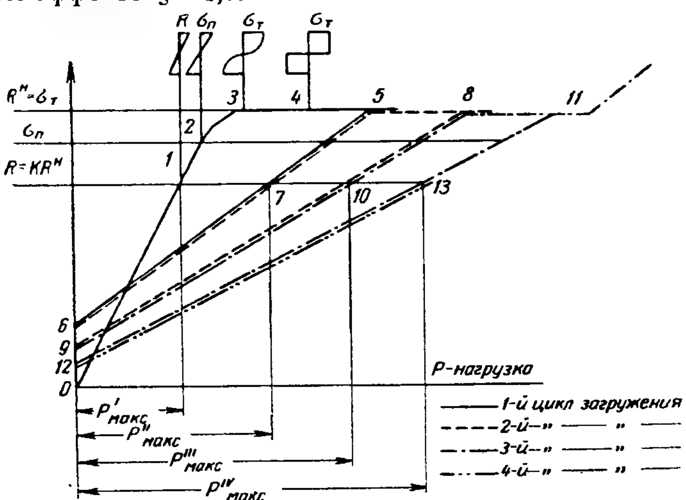


Рис. 15.2. Характер изменения нагрузки при достиженни местными напряжениями предела текучести

При пульсирующей нагрузке следует руководствоваться соображениями, изложенными в главе 21.

Коэффициент $k_у$, учитывающий особенности работы конструкции на устойчивость. Этот коэффициент должен учитывать начальные искривления, неточности изготовления, допущения в методике определения критических напряжений и влияний возможных силовых воздействий, не учитываемых в основных формулах, а также при определении коэффициента условия работы m.

Коэффициент $k_у$ не может быть более единицы, должен быть проверен экспериментальным путем и должен учитывать опыт эксплуатации аналогичных конструкций.

§ 4. ОСОБЕННОСТИ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Расчет листовых конструкций по предельному состоянию отличается от расчетов других металлических конструкций следующим.

а) Недостаточной изученностью характера и закономерности внешних силовых воздействий, в связи с чем определение размеров сечений в ряде случаев носит условный характер и основано преимущественно на практике возведения и эксплуатации аналогичных сооружений.

б) Возможностью изменения расчетной схемы в процессе эксплуатации сооружения. В тех случаях, когда в сооружении не возникает знакопеременных напряжений, первые искривления, возникающие при достижении предела текучести, могут рассматриваться как продолжение про-

цесса образования конструктивной формы сооружения. Вследствие этого расчет следует вести с учетом изменения расчетной схемы.

На рис. 15.2 показан характер изменения напряжений от изгиба в зависимости от изменения нагрузки при изменяющихся геометрической и расчетной схемах во время достижения предела текучести. В упругой стадии (участок *0—2*) существует линейная зависимость между нагрузкой p и краевым напряжением σ. После достижения предела текучести деформации увеличиваются непропорционально изменению нагрузки, что вызывает изменение расчетной схемы (участок *2—3*). В точке *3* фибровые напряжения достигают предела текучести, а в точке *4* образуется полный пластический шарнир. На участке *3—5* происходит резкое нарастание деформаций, что влечет за собой изменение расчетной схемы. Несмотря на образовавшийся пластический шарнир, сооружение способно воспринимать дальнейшее увеличение нагрузки. При повторной нагрузке зависимость между нагрузкой и напряжением будет выражена линией *6—7*, отвечающей новой, измененной по сравнению с первой расчетной схеме. Если для первой схемы расчетному сопротивлению R соответствовало давление $p'_{\text{макс}}$, то для второй схемы, возникшей в результате деформации, соответствует $p''_{\text{макс}}$. При этом[1]

$$p''_{\text{макс}} > p'_{\text{макс}}. \tag{15.13}$$

в) При многооснонапряженном состоянии нормативное сопротивление изменяется. По энергетической теории прочности, дающей для стальных конструкций наиболее близкие к экспериментальным данным результаты, приведенные напряжения, являющиеся понятием, эквивалентным пределу текучести для одноосного напряженного состояния, определяются по формуле

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x) + 3\left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2\right)} =$$
$$= \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\right]} \leqslant R^{\text{н}}. \tag{15.14}$$

В случае $\sigma_x=\sigma_1$; $\sigma_y=\sigma_2$; $\sigma_z=\sigma_3$, равных главным напряжениям и $\tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$, формула (15.14) примет следующий вид:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} \leqslant R^{\text{н}}. \tag{15.15}$$

Если $\sigma_2 < \sigma_1 > \sigma_3$, то, обозначив $\eta_2 = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$ и $\eta_3 = \frac{\sigma_3}{\sigma_1}$, получим

$$\sigma_{\text{пр}} = \sigma_1\sqrt{1 + \eta_2^2 + \eta_3^2 - (\eta_2 + \eta_2\eta_3 + \eta_3)} \leqslant R^{\text{н}}, \tag{15.16}$$

$$k_{\text{м}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \eta_2^2 + \eta_3^2 - (\eta_2 + \eta_2\eta_3 + \eta_3)}}. \tag{15.17}$$

Для двухосного напряженного состояния формула (15.15) примет вид

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} = \sigma_1\sqrt{1 - \eta + \eta^2} \leqslant R^{\text{н}}, \tag{15.18}$$

где $\eta = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$ и $k'_{\text{м}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \eta + \eta^2}}$.

Для двухосного напряженного состояния значение $k_{\text{м}}$ изменяется в зависимости от η в пределах от 0,578 (обычно принимается с округлением $k_{\text{м}} = 0{,}6$ — коэффициент уменьшения скалывающих напряжений по отношению к основным напряжениям) до 1,15 (при $\eta = 0{,}5$).

[1] За исключением случаев, связанных с потерей устойчивости.

г) Усадочные напряжения от сварки, а также начальные искривления могут значительно влиять как на прочность, так и на устойчивость сооружения. Разработка правильной технологии изготовления и сварки является единственно приемлемым способом для предотвращения больших усадочных напряжений и деформаций листовых конструкций.

д) Решение вопросов, связанных с устойчивостью оболочек, относится к числу наиболее сложных задач строительной механики. Малые толщины элементов по сравнению с их габаритными размерами, а также начальные искривления и сложные силовые воздействия затрудняют решение задачи в общем виде даже для наиболее простых тел (шар, цилиндр и т. п.). Это делает необходимым экспериментально определять коэффициенты запаса для ряда основных форм, применяемых в листовых конструкциях.

Глава 16
ПРОЧНОСТЬ ПЛАСТИНОК

§ 1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ

Пластинкой или плитой в строительной механике называют упругое тело призматической или цилиндрической формы, один размер которого (высота или толщина) мал по сравнению с двумя остальными размерами.

Прикладные теории расчета пластинок не являются всеобъемлющими, и каждая из них имеет свою область применения, определяемую исходными предпосылками и гипотезами.

Оказалось целесообразным классифицировать пластинки по толщинам и ввести понятие о пластинках большой, средней и малой толщины.

К пластинкам большой толщины относят те, у которых высота превосходит $^1/_5$ часть наименьшего размера основания. Эта категория пластинок нами рассматриваться не будет, так как они не находят применения в листовых конструкциях.

Пластинки средней толщины характерны тем, что их толщина не превышает $^1/_5$ наименьшего размера основания, причем пластинка обладает достаточной жесткостью для сопротивления изгибу. Предполагается также, что при наличии в плоскости такой пластинки активных (внешних) и реактивных (цепных) сил, определяющих безмоментное состояние, напряжения от воздействия последних по величине сравнимы с напряжениями от изгиба.

К числу пластинок малой толщины (абсолютно гибких пластинок или мембран) относят пластинки с весьма малым сопротивлением изгибу по сравнению с сопротивлением цепным силам.

В дальнейшем для краткости будем называть пластинки средней толщины просто пластинками, а абсолютно гибкие пластинки — мембранами.

Все приближенные методы расчета пластинок основываются на общих предпосылках, изложенных в главе 15, работах [27, 18, 19, 32] и др.

Срединная плоскость пластинки — плоскость, параллельная ее основанию и расположенная на уровне половины высоты пластинки.

Упругой поверхностью пластинки называется поверхность, в которую превращается ее срединная плоскость при изгибе.

Геометрические размеры пластинки

Размеры основания прямоугольной пластинки:

l — меньший размер;
c — больший размер;
h — высота (толщина) пластинки.

Размеры круглой и эллиптической пластинок;

a — меньшая полуось эллиптической пластинки;

b — большая полуось эллиптической пластинки;

R — радиус круглой пластинки.

Статические характеристики пластинки (упругие постоянные):

E — модуль продольной упругости (для стали $2{,}1 \times 10^6$ $кГ/см^2$);

μ — коэффициент Пуассона (равный для стали 0,3);

$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость (на единицу длины);

$G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ — модуль поперечной упругости (модуль сдвига).

Координаты, правило знаков, а также обозначения сил, напряжений, деформаций и перемещений приняты такими, как обычно применяются в курсах теории упругости.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРИИ СТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Линейная теория расчета упругих пластинок малого прогиба основана на выводах классической теории упругости и на ее линейных бигармонических дифференциальных уравнениях.

Линейная теория расчета справедлива лишь для пластинок малого прогиба, не превышающего $1/2$ толщины пластинки.

При малых прогибах оказалось возможным пренебречь следующими величинами более высокого порядка малости по сравнению с рассматриваемыми и с пренебрежимо малой погрешностью принять:

а) линейную зависимость между деформациями и перемещениями;

б) зависимость сил N_x, N_y и T_{xy}, действующих в плоскости xOy, только от координат x и y и независимость этих сил от величин прогибов пластинки W.

Первое допущение дает возможность привести к линейному виду основные дифференциальные уравнения плоской задачи и теории расчета пластинок.

Второе допущение позволяет не рассматривать в линейной теории расчета пластинок так называемые цепные усилия и напряжения. Цепные усилия представляют собой реактивные усилия в плоскости xOy, могущие возникнут при граничных условиях, препятствующих сближению краев изгибаемой пластинки при значительных прогибах. Цепные усилия также вызывают нелинейную зависимость между поперечными нагрузками, деформациями, изгибающими моментами и напряжениями.

В линейной теории расчета пластинок малого прогиба влиянием цепных усилий обычно пренебрегают вследствие их малости.

Линейные бигармонические дифференциальные уравнения линейной теории расчета пластинок обладают следующим общим свойством всех линейных дифференциальных уравнений: сумма любого количества их частных интегралов также является их интегралом. Это математическое свойство линейных дифференциальных уравнений эквивалентно статическому принципу независимости действия сил и служит основанием для применяемого в линейной теории принципа сложения нагрузок и вызываемых ими усилий, напряжений, деформаций и перемещений. Принцип независимости действия сил, применяемый в линейной теории, является статической интерпретацией свойств линейных дифференциальных уравнений этой теории.

Задача сводится к совместному интегрированию двух дифференциальных уравнений:

уравнения совместности

$$\frac{\partial^4\varphi}{\partial x^4}+\frac{\partial^4\varphi}{\partial y^4}+2\frac{\partial^4\varphi}{\partial x^2\partial y^2}=\nabla^2(\nabla^2\varphi)=0; \tag{16.1}$$

уравнения равновесия

$$\frac{\partial^4 W}{\partial x^4}+\frac{\partial^4 W}{\partial y^4}+2\frac{\partial^4 W}{\partial x^2\partial y^2}=\frac{h}{D}\left(\frac{q}{h}+\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}\cdot\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}\cdot\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}-2\frac{\partial^2\varphi}{\partial x\partial y}\cdot\frac{\partial^2 W}{\partial x\partial y}\right). \tag{16.2}$$

Неизвестными являются функции координат x и y: функция напряжения φ и функция прогибов W.

Уравнениями (16.1) и (16.2), а также заданными граничными условиями однозначно определяются функции φ и W.

Усилия определяются из выражений

$$\left.\begin{aligned}
&N_x=h\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2};\ N_y=h\frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2};\\
&T_{xy}=-h\frac{\partial^2\varphi}{\partial x\partial y};\\
&Q_x=\frac{\partial M_x}{\partial x}-\frac{\partial M_{xy}}{\partial y}=-D\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}\right);\\
&Q_y=\frac{\partial M_y}{\partial y}-\frac{\partial M_{xy}}{\partial x}=-D\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}\right);\\
&M_x=-D\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}+\mu\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}\right);\\
&M_y=-D\left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}+\mu\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}\right);\\
&M_{xy}=M_{yx}=+(1-\mu)D\frac{\partial^2 W}{\partial x\partial y}.
\end{aligned}\right\} \tag{16.3}$$

Напряжения

$$\left.\begin{aligned}
&\sigma_x=\frac{N_x}{h}\pm\frac{M_x z}{J}=\frac{N_x}{h}\pm\frac{12M_x z}{h^3};\\
&\sigma_{x\,\text{мин}}^{\text{макс}}=\frac{N_x}{h}\pm\frac{6M_x}{h^2};\\
&\sigma_y=\frac{N_y}{h}\pm\frac{M_y z}{J}=\frac{N_y}{h}\pm\frac{12M_y z}{h^3};\\
&\sigma_{y\,\text{мин}}^{\text{макс}}=\frac{N_y}{h}\pm\frac{6M_y}{h^2}.
\end{aligned}\right\} \tag{16.4}$$

Углы поворота

$$i_x=\frac{\partial W}{\partial x};\ i_y=\frac{\partial W}{\partial y}. \tag{16.5}$$

Кривизны (деформации изгиба)

$$\frac{1}{\rho_x}=\frac{\partial^2 W}{\partial x^2};\ \frac{1}{\rho_y}=\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}. \tag{16.6}$$

Теория расчета упругих пластинок большого прогиба. Большими прогибами пластинок считают прогибы, превышающие $^1/_2$ толщины пластинки. Единственным ограничением является требование, чтобы прогибы были малы по сравнению с радиусами кривизны пластинки, причем напряжения от изгиба должны быть соизмеримы с цепными напряжениями.

При больших прогибах пластинок уже нельзя без внесения существенной неточности пренебречь величинами второго порядка малости в выражениях, определяющих зависимость между деформациями и перемещениями, что приводит дифференциальные уравнения изгиба пластинок к нелинейному виду. Пользование законом независимости действия сил в связи с этим становится недопустимым.

Цепными напряжениями также недопустимо пренебрегать, так как величина их значительна и иногда превосходит напряжения от изгиба.

Неизвестные цепные усилия N_x, N_y и T_{xy} зависят не только от приложенных в плоскости xy (рис. 16.1) внешних сил, но и от деформации изгиба поперечными нагрузками q в связи с большими прогибами и возникновением вследствие этого реактивных сил.

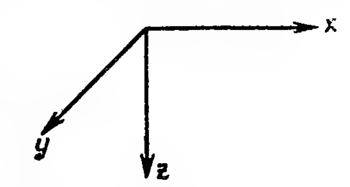


Рис. 16.1. Прямоугольные оси координат

Опуская выкладки и пояснения, приводим два окончательных уравнения теории: первое — уравнение совместности

$$\frac{\partial^4\varphi}{\partial x^4} + \frac{\partial^4\varphi}{\partial y^4} + 2\,\frac{\partial^4\varphi}{\partial x^2\partial y^2} = E\left[\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x\partial y}\right)^2 - \frac{\partial^2 W}{\partial x^2}\cdot\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}\right]; \qquad (16.7)$$

вторым является уравнение равновесия (16.2).

Уравнения (16.7), (16.2) и заданные граничные условия однозначно определяют функции φ и W. Усилия N_x, N_y, T_{xy}, M_x, M_y, M_{xy}, Q_x и Q_y могут быть определены из равенств (16.3).

Напряжения определяются из выражений (16.4); углы поворота и кривизны — соответственно из выражений (16.5) и (16.6).

Общее решение уравнений (16.7) и (16.2) еще не получено, частные решения для некоторых случаев получены приближенно.

При цилиндрическом изгибе уравнения (16.7) и (16.2) упрощаются, так как W в этом случае являются только функцией x, а $\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}$ и $\frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}$ — постоянные величины. При этом уравнение (16.7) удовлетворяется тождественно, а уравнение (16.2) сводится к выражению

$$\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} = \frac{q}{D} + \frac{N_x}{D}\cdot\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}. \qquad (16.8)$$

Теория расчета абсолютно гибких пластинок (мембран). В случаях, когда сопротивление изгибу поперечными нагрузками, а также изгибные усилия и напряжения пренебрежимо малы по сравнению с цепными усилиями и напряжениями, так что цилиндрическую жесткость пластинки, приняв $D=0$, можно исключить из дифференциальных уравнений изгиба, пластинка превращается в мембрану.

В теории расчета мембран ограничений в отношении величин прогибов W не ставится.

Дифференциальные уравнения изгиба мембраны могут быть получены из уравнений (16.7) и (16.2), если принять в них $D=0$. При этом уравнение (16.7) остается без изменения, а уравнение (16.2) принимает вид

$$\frac{q}{h} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2}\cdot\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}\cdot\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} - 2\,\frac{\partial^2\varphi}{\partial x\partial y}\cdot\frac{\partial^2 W}{\partial x\partial y} = 0. \qquad (16.9)$$

Уравнениями (16.7), (16.9) и граничными условиями однозначно определяются функция прогибов W и функция напряжений φ.

Из уравнений (16.3) могут быть найдены усилия N_x и N_y и соответствующие напряжения

$$\sigma_x = \frac{N_x}{h};\ \sigma_y = \frac{N_y}{h}. \qquad (16.10)$$

Изгибающие и крутящие моменты и перерезывающие силы, согласно принятой исходной предпосылке $D=0$, равны нулю. Кривизны и углы поворота определяются из уравнений (16.5) и (16.6).

Прикладная теория расчета мембран на двух опорах как гибких висячих конструкций. В общем случае рассматривается мембрана с произвольной нагрузкой на упруго-податливых опорах согласно рис. 16.2.

В висячих системах рассматриваются два состояния: первое — исходное, для которого искомыми неизвестными являются длина заготовки мембраны $l_п$ и распор H_0; второе — расчетное, для которого искомым неизвестного является распор H_1 (при определенной ранее длине заготовки $l_п$).

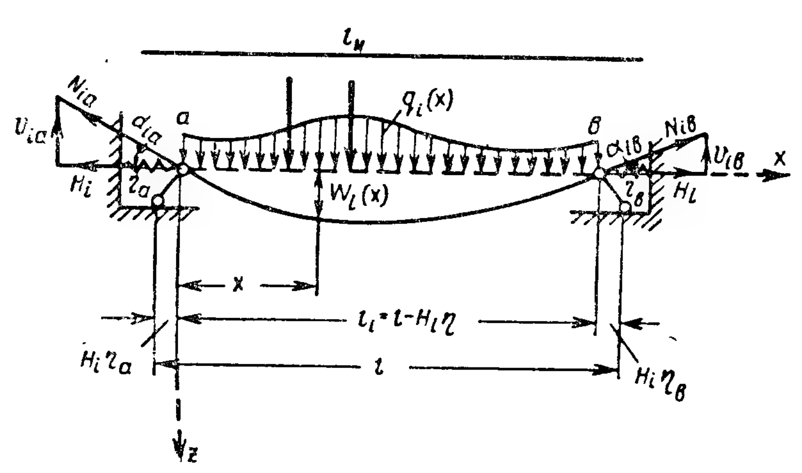


Рис. 16.2. Расчетная схема полоски, вырезанной из мембраны на двух упругих опорах с произвольной нагрузкой

Все остальные величины легко найти, если известны $l_п$, H_0 и H_1. Исследованием исходного и расчетного состояний задача исчерпывается. В исходном состоянии все обозначения принимаются обычно с индексом 0, а в расчетном — с индексом 1.

Рассмотрим общие зависимости некоторого (любого) состояния i (см. рис. 16.2) для полосы единичной ширины, вырезанной из мембраны.

Для гибкой полоски уравнение статики $\Sigma M=0$ приводит к исходному выражению (уравнению):

$$M_i(x) = H_i W_i(x). \qquad (16.11)$$

Далее можно получить следующие зависимости:

$$\frac{\partial W_i}{dx} = \frac{dM_i}{dx}\cdot\frac{1}{H_i} = \frac{Q_i(x)}{H_2}; \qquad (16.12)$$

$$\frac{d^2W_i}{dx^2} = \frac{\partial^2 M_i}{dx^2}\cdot\frac{1}{H_i} = \frac{dQ_i}{dx}\cdot\frac{1}{H_i} = \frac{q_i(x)}{H_i}, \qquad (16.13)$$

где $W_i(x)$ — провисание в направлении оси Oz в точке с абсциссой x;
$M_i(x)$ — изгибающий момент для простой балки;
$Q_i(x)$ — поперечная сила;
$q_i(x)$ — нагрузка; остальные обозначения — см. по рис. 16.2.

Длина дуги s_i под нагрузкой в состоянии i, согласно закону Гука, равна:

$$s_i = l_п\left(1 + \frac{N_i(1-\mu^2)}{Eh}\right) \approx l_п\left(1 + \frac{H_i m(1-\mu^2)}{Eh}\right), \qquad (16.14)$$

где h — толщина оболочки;

μ — Пуассоново число;

$N_i = \frac{H_i}{\cos\alpha}$ — усилие полоски;

H_i — распор полоски;

α — угол наклона дуги к хорде;

$m = \frac{l_i}{s_i} \approx \frac{l_0}{s_0}$ — (приближение с точностью до 0,5%).

С другой стороны, известное математическое выражение длины дуги имеет вид

$$s_i = \int_0^{l_i} \sqrt{1 + \left(\frac{dW_i}{dx}\right)^2}\, dx. \qquad (16.15)$$

Подставив в (16.15) значение $\frac{dW_i}{dx}$ из (16.12), разложив подкоренное выражение в ряд и взяв (с вполне достаточной степенью точности) два первые члена ряда, получим

$$s_i \approx \int_0^{l_i} \left[1 + \frac{1}{2}\left(\frac{Q_i(x)}{H_i}\right)^2\right] dx = l_i + \frac{1}{2H_i^2}\int_0^{l_i} Q_i^2(x)\, dx = l_i + \frac{C_i}{2H_i^2}, \qquad (16.16)$$

где величина $C_i = \int_0^{l_i} Q_i^2(x)\, dx$ может быть определена непосредственным интегрированием, а также перемножением эпюр поперечных сил по известному методу с использованием таблиц Верещагина или готовых таблиц из справочников.

Ниже также приведены значения C_i для нескольких самых ходовых случаев (табл. 16.1).

Таблица 16.1

Схема загружения	C_i	Схема загружения	C_i
(равномерная нагрузка q_i, пролет l_i)	$C_i = \frac{q_i^2 l_i^3}{12}$	(трапециевидная нагрузка q_1, q_2, пролет l_i)	$C_i = \frac{q_1^2 l_i^3}{12} + \frac{q_1 q_2 l_i^3}{12} + \frac{q_2^2 l_i^3}{45}$
(треугольная нагрузка q_i, пролет l_i)	$C_i = \frac{q_i^2 l_i^3}{45}$	(сосредоточенная сила P; c, b, l_i)	$C_i = \frac{P^2 (l_i - C)\, C}{l_i}$

Приравняв (16.14) и (16.16), получим

$$l_п = \frac{l_i + \frac{C_i}{2H_i^2}}{\left(1 + \frac{H_i m (1-\mu^2)}{Eh}\right)}$$

или

$$H_i^3 \frac{l_п m (1-\mu^2)}{Eh} + H_i^2 (l_п - l_i) - \frac{C_i}{2} = 0. \qquad (16.17)$$

Последним уравнением раскрывается статическая неопределимость рассматриваемой задачи, и оно является общим решением для определения распора H_i мембраны при любой нагрузке и при опирании как на жесткие, так и на упругие опоры во втором расчетном состоянии, когда уже известна длина заготовки $l_п$.

Вначале рассматривается исходное (первое) состояние мембраны. Определяется распор H_0 на основании (16.11) по формуле

$$H_0 = \frac{M_0(x)}{W_0(x)}, \tag{16.18}$$

где $W_0(x)$ — провес под нагрузкой характерного исходного состояния;

$q_0(x)$ — величина, заданная для любой одной характерной точки с абсциссой x;

$M_0(x)$ — балочный изгибающий момент от нагрузки $q_0(x)$ для любой точки с абсциссой x, определяемый элементарным путем как для балки.

Подставив в (16.17) соответствующие значения с индексом 0, получим длину заготовки:

$$l_п = \frac{l_0 + \dfrac{C_0}{2H_0^2}}{\left(1 + \dfrac{H_0 m (1-\mu^2)}{Hh}\right)} = \frac{l - H_0\eta + \dfrac{C_0}{2H_0^2}}{\left(1 + \dfrac{H_0 m (1-\mu^2)}{Eh}\right)}, \tag{16.19}$$

где l — пролет без нагрузки;

$\eta = \eta_a + \eta_b$ — суммарная упругая податливость опор (на единицу длины) с размерностью $\frac{\text{длина}}{\text{сила}}$;

$l_0 = l - H_0\eta$; в частном случае, при неподвижных опорах, $\eta_a = \eta_b = \eta = 0$ и $l_i = l_0 = l$.

Для расчетного (второго) состояния мембраны рассматривается новый случай загружения любой нагрузкой $q_1(x)$, при этом длина заготовки $l_п$ уже ранее определена для исходного (первого) состояния.

Расчетные уравнения для определения распора H_i легко получить из (16.17) для различных расчетных схем.

Случай I — упругая мембрана на упругих опорах

$$H_i = H_I;\ l_i = l_I = l - H_I\eta;\ C_i = C_I.$$

Подставив последние значения в (16.17), получим расчетное уравнение для нахождения распора H_I:

$$H_I^3\left[\frac{l_п m (1-\mu^2)}{Eh} + \eta\right] + H_I^2(l_п - l) - \frac{C_I}{2} = 0. \tag{16.20}$$

Случай II — упругая мембрана на несмещающихся опорах

$$H_i = H_{II};\ l_i = l;\ C_i = C_{II}.$$

Подставив последние значения в (16.17), получим уравнение для определения распора H_{II}:

$$H_{II}^3\frac{l_п m (1-\mu^2)}{Eh} + H_{II}^2(l_п - l) - \frac{C_{II}}{2} = 0. \tag{16.21}$$

В частном случае, при $l_п = l$, получим

$$H_{II} = \sqrt[3]{\frac{C_{II}Eh}{2l_п m (1-\mu^2)}}. \tag{16.22}$$

Случай III — нерастяжимая мембрана на упругих опорах:

$$H_i = H_{III};\ l_2 = l_{III} = l - H_{III}\eta;\ C_2 = C_{III} \text{ и } Eh = \infty.$$

После соответствующей подстановки в (16.17) получим уравнение

$$H_{\rm III}^3 \eta + H_{\rm III}^2 (l_{\rm п} - l) - \frac{C_{\rm III}}{2} = 0, \qquad (16.23)$$

из которого можно найти $H_{\rm III}$.

Случай IV — нерастяжимая мембрана на несмещающихся опорах:

$$H_i = H_{\rm IV};\ l_i = l;\ C_i = C_{\rm IV};\ Eh = \infty.$$

Подставив в (16.17), получим

$$H_{\rm IV} = \sqrt{\frac{C_{\rm IV}}{2(l_{\rm п} - l)}}. \qquad (16.24)$$

Если в исходном состоянии длина заготовки $l_{\rm п}$ была определена для некоторой температуры t, то для учета изменения температуры $\pm\Delta t$ в формулы расчетного состояния (16.17), (16.20)—(16.24) следует подставлять вместо $l_{\rm п}$ новую величину $l_{\rm п}^t$, определяемую выражением

$$l_{\rm п}^t = l_{\rm п}(1 \pm \alpha\Delta t), \qquad (16.25)$$

где α — коэффициент температурного расширения.

§ 3. МЕТОД ПРИВЕДЕНИЯ К ДИНАМИЧЕСКИ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ СИСТЕМЕ

Рассматриваемым методом (методом Релея) можно достаточно просто с вполне приемлемой для практических целей степенью приближения решать различные задачи строительной механики, в том числе и расчета пластинок. Наиболее просто решаются линейные задачи о пластинках малого прогиба, в которых перемещения пропорциональны нагрузкам. Однако возможно решение и нелинейных задач, в том числе о пластинках большого прогиба с учетом влияния цепных сил.

Метод приведения может оказаться полезным в различных специальных случаях, для которых затруднительно найти в литературе готовые решения.

Общий порядок решения следующий.

Первая и наиболее принципиальная часть решения задачи сводится к тому, чтобы приблизительно правильно определить и изобразить форму упругой линии или изогнутой поверхности заданной системы с учетом ее начальной формы, размеров, нагрузок, граничных условий и жесткости.

Вторая часть задачи состоит в том, чтобы при помощи приведенных ниже закономерностей и указаний уточнить форму упругого прогиба и дать количественные характеристики перемещениям (статическая сторона задачи). Динамическая сторона задачи состоит также в определении основного (первого) тона собственных частот. При этом в случае необходимости или по отдельному заданию могут быть определены также и более высокие тона собственных колебаний.

На третьем (последнем) этапе определяются усилия и напряжения, когда задача по существу уже решена и форма упругой поверхности известна. При этом используются известные соотношения между усилиями и перемещениями, приведенные в курсах строительной механики и теории упругости.

Метод приведения к динамически эквивалентной системе основан на известной теореме строительной механики о том, что для любой упругой системы с любым количеством масс и упругих связей, но с одной степенью свободы уравнение движения может быть записано в форме, аналогичной (16.26) (рис. 16.3, *а*) или (16.27) — (рис. 16.3, *б*):

$$m \frac{d^2y}{dt^2} + ry = P(t); \qquad (16.26)$$

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + r\alpha = M(t), \qquad (16.27)$$

где m — масса тела;
$P(t)$ — внешние силы в момент времени t;
y — перемещение в момент времени t;
t — время;
J — момент инерции массы диска относительно точки вращения O;
$M(t)$ — момент внешних сил в момент времени t относительно точки O;
α — угол поворота;
r — жесткость упругой связи, т. е. величина силы, необходимой для линейного перемещения пружины на величину, равную единице, или величина момента, необходимая для поворота диска на угол, равный одному радиану.

Пусть δ_{11} — единичное перемещение; тогда

$$\delta_{11} = \frac{1}{r} \text{ и } \delta_{11} r = 1. \qquad (16.28)$$

Если упругая система имеет несколько или бесконечное количество степеней свободы, но форма ее колебания тем или иным способом стала известной, то после этого система может также рассматриваться как имеющая одну степень свободы, поскольку функциональная связь между перемещениями всех точек стала установленной и, зная перемещение одной (любой) точки, можно найти перемещения всех других точек системы.

Функция координат, в общем случае $f_i(x, y, z)$ выражающая в долях единицы соотношение между перемещениями точек системы, называется нормальной функцией, свойства которой сформулированы далее.

Значение наибольшего перемещения, равного единице, обозначают через $f_1 = 1$; перемещения других любых точек — через f_i (доли единицы).

Точка системы с перемещением f_1, равным единице, называется точкой приведения.

Если известна нормальная функция f_i, (x, y, z), то статический прогиб и колебания первого тона заданной системы могут быть определены путем исследования колебания другой простейшей, динамически эквивалентной заданной системы с одной степенью свободы, показанной на рис. 16.4, с приведенной нагрузкой $P_{пр}$, приведенной массой $m_{пр}$ и приведенной жесткостью $r_{пр}$.

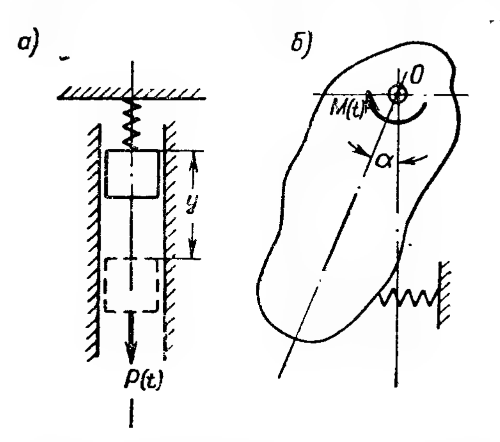


Рис. 16.3. Расчетная схема движения упругой системы с одной степенью свободы

а — поступательное движение; б — вращательное движение

Величины $P_{пр}$, $m_{пр}$ и $r_{пр}$ сосредоточены в точке приведения и определяются на основе трех известных энергетических тождеств:

а) Приведенная нагрузка $P_{пр}$ определяется из условия равенства работ сил (нагрузок) в заданной системе и эквивалентной (рис. 16.4) системе

$$P_{пр} f_1 = P_{пр} \cdot 1 = P_{пр} = \int P_i f_i. \qquad (16.29)$$

Приведенная нагрузка $P_{пр}$ численно равна сумме произведений сил (нагрузок) P_i в заданной системе на прогибы f_i, определяе-

мые нормальной функцией $f_i(x, y, z)$ (для пластинок $f_i(x, y)$ при $f_1=1$).

б) Приведенная масса $m_{пр}$ определяется из условий равенства кинетической энергии в заданной системе и эквивалентной системе. Поскольку кинетическая энергия (элемента) $k_i = \frac{m_i v_i^2}{2} = \frac{m_i (\dot{f}_i)^2}{2}$ пропорциональна квадрату скорости, а скорость в свою очередь пропорциональна перемещениям $\dot{f}_i = f_i/t$, то после подстановки получим для элемента $2t^2 k_i = m_i f_i^2$ и для всей системы $2\int t^2 k_i = \int m_i f_i^2$. С другой стороны, $2\int t^2 k_i = m_{пр}\, f_1^2 = m_{пр}\cdot 1 = m_{пр}$, откуда получим второе энергетическое тождество:

$$m_{пр} = \int m_i f_i^2. \tag{16.30}$$

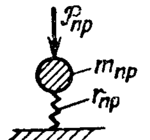


Рис. 16.4. Динамически эквивалентная система с одной степенью свободы

$P_{пр}$ — приведенная нагрузка; $m_{пр}$ — приведенная масса; $r_{пр}$ — приведенная жесткость

Приведенная масса равна сумме произведений масс m_i в заданной системе на квадраты их перемещений f_i, определяемых нормальной функцией $f_i\ (x, y, z)$ (для пластинок $f_i\ (x, y)$ при $f_1=1$).

в) Приведенная жесткость $r_{пр}$ определяется из условия равенства потенциальной энергии в заданной и эквивалентной системах:

$$r_{пр}\ f_1 = r_{пр}\cdot 1 = r_{пр} = 2П_{(\text{при } f_1=1)}. \tag{16.31}$$

Таким образом, приведенная жесткость численно равна удвоенной потенциальной энергии заданной системы при ее перемещениях, определяемых нормальной функцией $f_i\ (x, y, z)$ при $f_1=1$.

Удвоенная потенциальная энергия в общем виде для трехмерной пространственной системы может быть выражена через работу внутренних сил:

$$r_{пр} = 2П = \sum\int \frac{M_x^2\,\partial x}{EJ_x} + \sum\int \frac{M_y^2\,\partial y}{EJ_y} + \sum\int \frac{M_z^2\,\partial z}{EJ_z} + \sum\int \frac{N_x^2\,\partial x}{EF_x} + \sum\int \frac{N_y^2\,\partial y}{EF_y} + \sum\int \frac{N_z^2\,\partial z}{EF_z} + \sum\int \frac{Q_x\,\partial x}{GF_x}\nu_x + \sum\int \frac{Q_y\,\partial_y}{GF_y}\nu_y + \sum\int \frac{Q_z\,\partial_z}{GF_z}\nu_z, \tag{16.32}$$

где M, N, Q — усилия; E, G — модули упругости и сдвига; J — момент инерции; F — площадь; ν — коэффициент формы.

Далее вопрос определения потенциальной энергии решается в зависимости от условий конкретной задачи.

Для пластинок, например, учитываются обычно только первые два слагаемых из выражения (16.32). При этом используются следующие известные соотношения:

$$\left.\begin{aligned} -\left(\frac{1}{\rho_x} + \mu\frac{1}{\rho_y}\right) &= -\frac{M_x}{EJ_x} \approx \frac{\partial^2 f_i(x,y)}{\partial x^2} + \mu\frac{\partial^2 f_i(x,y)}{\partial y^2} = f_x'' + \mu f_y''; \\ -\left(\frac{1}{\rho_y} + \mu\frac{1}{\rho_x}\right) &= -\frac{M_y}{EJ_y} \approx \frac{\partial^2 f_i(x,y)}{\partial y^2} + \mu\frac{\partial^2 f_i(x,y)}{\partial x^2} = f_y'' + \mu f_x''. \end{aligned}\right\} \tag{16.33}$$

Из (16.33) легко найти значения $-M_x$, $-M_y$, M_x^2 и M_y^2

$$\left.\begin{aligned} -M_x &= \left(f''_x + \mu f''_y\right) EJ_x; \; M_x^2 = \\ &= \left[\left(f''_x\right)^2 + \mu^2 \left(f''_y\right)^2 + 2\mu f''_x f''_y\right] \left(EJ_x\right)^2; \\ -M_y &= \left(f''_y + \mu f''_x\right) EJ_y; \; M_y^2 = \\ &= \left[\left(f''_y\right)^2 + \mu^2 \left(f''_x\right)^2 + 2\mu f''_x f''_y\right] \left(EJ_y\right)^2. \end{aligned}\right\} \qquad (16.34)$$

Подставив значения M_x^2 и M_y^2 из (16.34) в (16.32), получим

$$r_{\text{пр}} = 2П_{(\text{при } f_1=1)} = \Sigma EJ_x \int_1^a \left[\left(f''_x\right)^2 + \mu^2 \left(f''_y\right)^2 + 2\mu f''_x f''_y\right] \partial x +$$

$$+ \Sigma EJ_y \int_0^b \left[\left(f''_y\right)^2 + \mu^2 \left(f''_x\right)^2 + 2\mu f''_x f''_y\right] \partial y, \qquad (16.35)$$

где из выражения (16.32) взяты, как упоминалось, только первые два слагаемых. Схема пластинки показана на рис. 16.5.

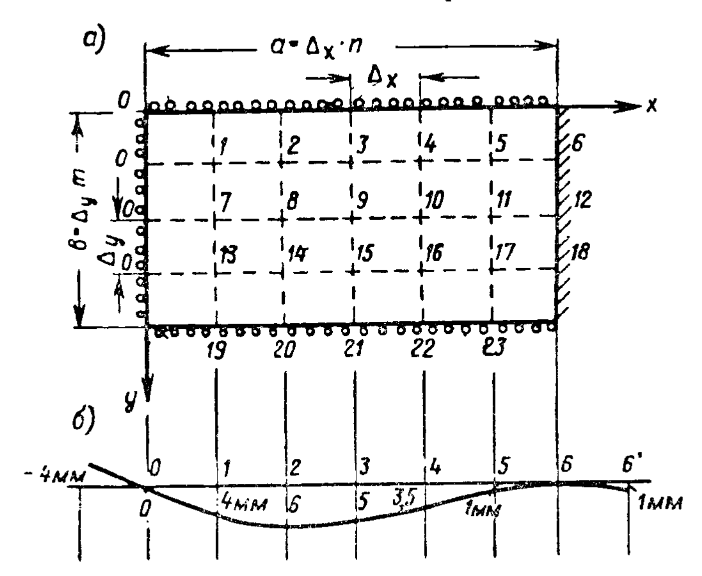


Рис. 16.5. Расчетная схема пластинки, шарнирно опертой по трем сторонам и защемленной по четвертой стороне

а — общий вид; *б* — линия прогиба по оси *1—6*

Вместо интегрирования квадратов вторых производных нормальных функций выражение (16.35) может быть доведено до численного результата применением метода конечных разностей. Применение этого метода далее показано на примере.

Количественные характеристики упругих перемещений определяются из следующих очевидных выражений, вытекающих из предыдущих определений:

наибольший статический прогиб (или прогиб в точке приведения)

$$W_{\text{макс}} = \frac{P_{\text{пр}}}{r_{\text{пр}}}; \qquad (16.36)$$

прогиб любой точки системы

$$W_i = W_{\text{макс}} f_i. \qquad (16.37)$$

Круговая частота ω для заданной формы колебания, определяемой нормальной функцией приведения $f_i(x, y, z)$ (или для пластинок нормальной функцией $f_i(x, y)$, находится из общеизвестного выражения

$$\omega^2 = \frac{r_{\text{пр}}}{m_{\text{пр}}}. \qquad (16.38)$$

Весь расчет и уточнение его результатов методом последовательных приближений делаются на основе свойств нормальной функции $f_i\,(x, y, z)$ (или для пластинок — функции $f_i(x, y)$):

а) нормальная функция определяет собой форму упругого тела при его главном колебании под нагрузкой, равной силам инерции (как известно, эта форма соответствует форме статического прогиба от нагрузок, пропорциональных силам инерции);

б) нормальная функция удовлетворяет условиям непрерывности, а также граничным и кинематическим условиям;

в) нормальная функция обладает свойствами ортогональности;

г) нормальная функция (если ей задались точно) обращает в минимум выражение для частот (16.38); этим свойством можно пользоваться для уточнения расчетов методом последовательного приближения;

д) так как всякая функция около ее минимума изменяется мало по сравнению с изменением ее аргумента (а это относится и к нормальной функции), то в практических расчетах часто могут оказаться приемлемыми значения нормальной функции, заданные в первом приближении, особенно если они заданы эрудированным расчетчиком. Если имеются сомнения, то расчет уточняется до сколь угодной степени точности методом последовательных приближений из условия минимального значения частот [см. предыдущее свойство и выражение (16.38)].

Пример применения метода конечных разностей для решения задач методом приведения

Пусть требуется рассчитать прямоугольную пластинку постоянной толщины и малого прогиба с некоторыми граничными условиями (например, как показано на рис. 16.5, с тремя шарнирно опертыми сторонами и четвертой защемленной) и некоторой характерной нагрузкой, решение для которой в общем виде отсутствует.

Зададимся формой изогнутой поверхности.

Стороны пластинки a и b разделим соответственно на n и m равных частей, как показано на рис. 16.5.

По каждой из линий членения пластинки вдоль осей Ox и Oy графически в масштабе изображаем линию прогиба с выходом за линию опирания на одну фиктивную клетку с каждой стороны, что позволяет лучше учесть граничные условия и характер изгиба.

На рис. 16.5, *б* показана для краткости только одна линия разреза по линии *1—6*.

Вычисление $P_{\text{пр}}$ и $m_{\text{пр}}$ по формулам соответственно (16.29) и (16.30) не представляет затруднений. Найдем значение $r_{\text{пр}}$ из выражения (16.35), заменив интегрирование суммированием, а производные — конечными разностями. В этих условиях, применительно к нашей задаче и схеме, выражение (16.35) примет следующий вид:

$$r_{\text{пр}} = 2\Pi_{(\text{при } f_1=1)} = D\Delta_y\,\Delta_x\Big[\sum_{0-6,12,18}\big(f''_x\big)^2+\mu^2\sum_{0-19,20,21,22,23}\big(f''_y\big)^2+2\mu\sum_{0-23}f''_x f''_y\Big]+$$
$$+D\Delta_x\,\Delta_y\Big[\sum_{0-19,20,21,22,23}\big(f''_y\big)^2+\mu^2\sum_{0-6,12,18}\big(f''_x\big)^2+2\mu\sum_{0-23}f''_x f''_y\Big]=$$
$$=D\Delta_y\,\Delta_x\Big[\big(1+\mu^2\big)\sum_{0-6,12,18}\big(f''_x\big)^2+\sum_{0-19,20,21,22,23}\big(f''_y\big)^2+4\mu\sum_{0-23}f''_x f''_y\Big], \qquad (16.39)$$

где $D=\dfrac{Eh^3}{12\,(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость полоски единичной ширины;

Δ_y и Δ_x — размеры прямоугольников, на которые разбита пластинка по рис. 16.5;

$\sum\big(f''_x\big)^2$ — сумма квадратов вторых частных производных по x нормальной функции $f(x, y)$, выражаемых через вторые разности ординат по линиями *0—6*, *0—12* и *0—18*, параллельных оси Ox (рис. 16.5);

$\sum\big(f''_y\big)^2$ — сумма квадратов вторых частных производных по y нормальной функции $f(x, y)$, выраженных через вторые разности ординат по линиям *0—19*, *0—20*, *0—21*, *0—22* и *0—23*, параллельным оси Oy (рис. 16.5);

$\sum\limits_{0-23} f''_x\,f''_y$ — сумма произведений вторых частных производных по x и по y нормальной функции $f(x, y)$, выражаемых через вторые разности ординат для каждой из точек, согласно разбивке пластинки на участки по рис. 16.5.

Покажем на конкретном примере применение метода конечных разностей для вычисления одной из величин, входящих в выражение (16.39), например, величины $\sum\limits_{0\div 6}\left(f_x''\right)^2$.

Делаем разрез по линии *0—6* и кривую прогиба по этой линии изображаем графически в масштабе. Ординаты кривой, определяемые нормальной функцией $f(x, y)$, можно или отложить в долях единицы (наибольшая ордината точки приведения $f_1=1$), или просто выразить их в миллиметрах и отсчитать непосредственно по чертежу. Предположим, что принят последний способ. Значение ординат в миллиметрах показано на рис. 16.5, *б*.

Далее расчет сводится к заполнению табл. 16.2.

Таблица 16.2

№ графы	Содержание	№ точек i									
		1′	0	1	2	3	4	5	6	5′	
I	Ординаты z_i в *мм* . .	—4	0	4	6	5	3,5	1	0	1	
II	Первые разности $\Delta = z_i - z_{i-1}$	—	4	4	2	—1	—1,5	2,5	—1	1	
III	Вторые разности $\Delta_1 = \Delta_{i+1} - \Delta_i$	—	0	—2	—3	—0,5	—1	1,5	2	—	
IV	(III)^2	—	0	4	9	0,25	1	2,25	4	—	$\Sigma_1=20,5$

При использовании результатов табл. 16.2 следует иметь в виду следующие очевидные равенства:

$$f_x' = \frac{\Delta}{|f_1|\,\Delta_x}; \quad f_x'' = \frac{\Delta_1}{|f_1|\,\Delta_x^2}; \quad \sum_{0\div 6}\left(f_x''\right)^2 = \frac{\Sigma_1}{|f_1|^2\,\Delta_x^4}, \qquad (16.40)$$

где $|f_1|$ — значение $f_1=1$ в миллиметрах в том же масштабе, в каком построен разрез на рис. 16.5, *б*. На рис. 16.5, *а* показано значение Δ_x.

Не представляет труда аналогичным образом определить все другие величины, входящие в выражение (16.39), и таким образом вычислить значение приведенной жесткости $r_{\text{пр}} = 2\Pi_{(\text{при } f_1=1)}$.

После того как найдены приведенные сила $P_{\text{пр}}$, масса $m_{\text{пр}}$ и жесткость $r_{\text{пр}}$, легко найти действительные прогибы и основную круговую частоту, пользуясь выражениями (16.36), (16.37) и (16.38).

Изгибающие моменты M_x и M_y находят из выражений (16.34) или путем определения вторых частных производных, или с использованием метода конечных разностей и данных, приведенных в табл. 16.2 и других подобных таблицах, составление которых необходимо для применения метода конечных разностей.

При этом очевидно, что с переходом от перемещений согласно нормальной функции $f_i(x, y)$ при $f_1=1$ к действительным перемещениям кривизны $\left(\frac{1}{\rho_x} = f_x'' \text{ и } \frac{1}{\rho_y} = f_y''\right)$, а следовательно, и изгибающие моменты не изменятся, так как при этом пропорционально меняются величины Δ_1 и $|f_1|$, входящие в выражение (16.40).

На результатах практических расчетов пластинок методом приведения к динамически эквивалентной системе несущественно сказывается изменение нормальной функции основного тона колебаний $f_i(x, y)$ при определении величины $r_{\text{пр}}$, если эта функция при всех обстоятельствах удовлетворяет граничным условиям.

Указанное обстоятельство позволяет дать общее выражение величин $r_{\text{пр}}$ для некоторых пластинок по признаку граничных условий и формы в плане [при выводе задавшись каким-либо приближением выражением $f(x, y)$, удовлетворяющим граничным условиям и возможному простому загружению].

Принимаются следующие обозначения: a, b — соответственно длинная и короткая сторона прямоугольной пластинки; R — радиус круглой пластинки; D — цилиндрическая жесткость.

Прямоугольная пластинка, свободно опертая по контуру:

$$r_{\text{пр}} = 2\Pi_{(\text{при } f_1=1)} \approx \frac{\pi^4 ab}{4} D\left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2}\right)^2; \qquad (16.41)$$

$$M_{\text{макс}} \approx W_{\text{макс}} D\pi^2 \left(\frac{1}{b^2} + \frac{\mu}{a^2}\right). \qquad (16.42)^*$$

Прямоугольная пластинка, защемленная по контуру:

$$r_{\text{пр}} = 2\Pi_{(\text{при } f_i=1)} \approx \frac{\pi Dab}{4}\left(\frac{3}{a^4} + \frac{3}{b^4} + \frac{2}{a^2b^2}\right). \qquad (16.43)$$

Наибольший изгибающий момент:

в пролете

$$M^{\text{пр}}_{\text{макс}} = 2W_{\text{макс}} \pi^2 D\left(\frac{1}{b^2} + \frac{\mu}{a^2}\right); \qquad (16.44)^*$$

на опоре

$$M^{\text{оп}}_{\text{макс}} = 2W_{\text{макс}} \pi^2 D \frac{1}{b^2}. \qquad (16.45)^*$$

В той же задаче, но при $a = \infty$ будем иметь

$$r_{\text{пр}} \approx \frac{2\pi^4 D}{b^2}; \qquad (16.46)$$

$$M_{\text{макс}} = 2W_{\text{макс}} \pi^2 \frac{D}{b^2} \qquad (16.47)^*$$

(на опоре и в пролете).

Прямоугольная пластинка, защемленная по длинным сторонам и свободно опертая по коротким сторонам b:

$$r_{\text{пр}} \approx \pi^4 Dab\left[\frac{1}{b^4} + \frac{1}{2a^2b^2} + \frac{3}{16a^4}\right]. \qquad (16.48)$$

Изгибающие моменты в пролете

$$M^{\text{пр}}_{\text{макс}} \approx 2W_{\text{макс}} \pi^2 D\left[\frac{1}{b^2} + \frac{\mu}{2a^2}\right]$$

или

$$M^{\text{пр}}_{\text{макс}} \approx 2W_{\text{макс}} \pi^2 D\left[\frac{1}{2a^2} + \frac{\mu}{b^2}\right]. \qquad (16.49)^*$$

Изгибающий момент на опоре

$$M^{\text{оп}}_{\text{макс}} \approx 2W_{\text{макс}} \pi^2 D \frac{1}{b^2}. \qquad (16.50)^*$$

Круглая пластинка с защемленными краями

$$r_{\text{пр}} \approx 21{,}33 \frac{\pi D}{R^2}. \qquad (16.51)$$

Изгибающие моменты:

в пролете

$$M^{\text{пр}}_{\text{макс}} \approx 4(1+\mu) W_{\text{макс}} \frac{D}{R^2};$$

на опоре

$$M^{\text{оп}}_{\text{макс}} \approx 8W_{\text{макс}} \frac{D}{R^2}. \qquad (16.52)^*$$

Круглая пластинка со свободно опертыми краями

$$r_{\text{пр}} \approx 10{,}42 \frac{\pi D}{R^2}. \qquad (16.53)$$

---

* В формулах со знаком * изгибающие моменты даны только для частного случая — равномерной нагрузки. Для других нагрузок изгибающие моменты следует определять по выражениям (16.34) с возможным использованием метода конечных разностей согласно примеру.

Глава 17
ПРОЧНОСТЬ ОБОЛОЧЕК

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Оболочками в строительной механике называют пространственные конструкции, представляющие собой твердые тела, ограниченные двумя криволинейными поверхностями, расстояния между которыми (толщины оболочки) малы по сравнению с прочими размерами.

В листовых конструкциях приходится иметь дело с оболочками постоянной или ступенчато-переменной толщины, выполненной из стали или алюминиевых сплавов.

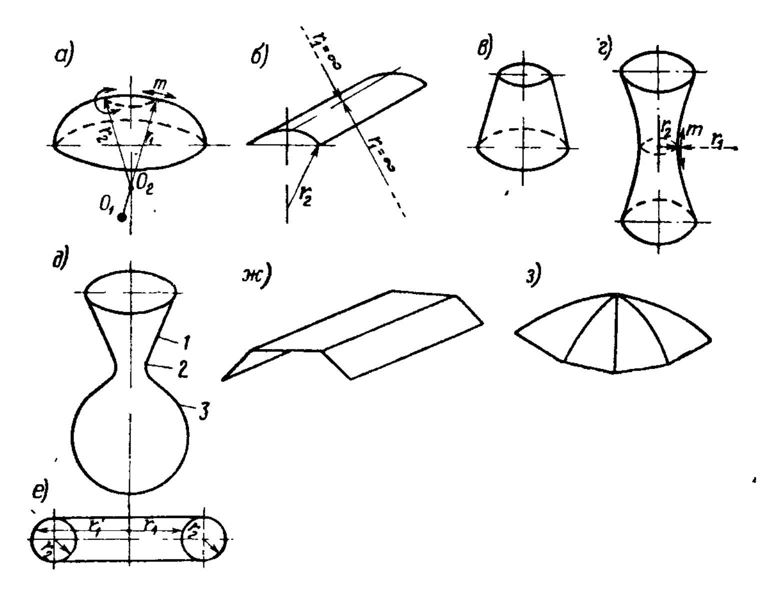


Рис. 17.1. Схемы геометрического построения конструкций оболочек

а — выпуклая гладкая оболочка положительной гауссовой кривизны; *б* — цилиндрическая гладкая оболочка нулевой гауссовой кривизны; *в* — коническая гладкая оболочка нулевой гауссовой кривизны; *г* — гиперболоид вращения отрицательной гауссовой кривизны; *д* — гладкая оболочка переменной гауссовой кривизны; *1* — участок нулевой кривизны; *2* — участок отрицательной кривизны; *3* — участок положительной кривизны; *е* — гладкая торообразная оболочка переменной гауссовой кривизны; *ж* — складчатая оболочка; *з* — оболочка смешанного типа из пересекающихся под углом гладких оболочек

Срединной поверхностью оболочки называется поверхность, равноотстоящая от ограничивающих поверхностей. Принимается, что края оболочки образованы коническими сечениями, нормальными к ее срединной поверхности.

Условия на краю или граничном контуре служат основными данными расчетной схемы оболочки. Края могут быть: свободными, шарнирно подвижно опертыми, шарнирно неподвижно опертыми, защемленными (полностью, частично или упруго). Те или иные условия на контуре могут распространяться по всему контуру, части контура или быть в отдельных точках.

Геометрическое наименование оболочки определяется формой ее срединной поверхности (цилиндрическая, сферическая, эллипсоидальная, торосферическая, параболоид, гиперболоид и т. д.).

В частном случае при плоской срединной поверхности оболочка превращается в пластинку.

По характеру геометрического построения конструктивной формы оболочки бывают:

гладкие — с непрерывной изогнутой срединной поверхностью, с постоянной или непрерывно меняющейся кривизной (рис. 17.1, *а—е*);

складчатые — образованные сочетанием пластинок, расположенных под углом друг к другу (рис. 17.1, *ж*). Кривизна таких оболочек (если она только не равна нулю) сосредоточивается в местах пересечения граней;

смешанного типа — образованные пересекающимися под углом гладкими оболочками (рис. 17.1, *з*).

Кроме того, оболочки бывают замкнутые и открытые.

По конструктивному решению оболочки подразделяют на сплошные, сетчатые (из канатов) и ребристые (из жестких стержней). К листовым конструкциям относятся только сплошные оболочки (иногда усиленные элементами жесткости).

Наибольшее распространение в строительстве имеют осесимметричные и симметричные оболочки (котлы, трубопроводы, резервуары и сосуды, многие покрытия и т. д.).

Несимметричные конструктивные решения и вообще несимметричные задачи по оболочкам относятся главным образом к узлам примыканий и пересечений, а также к несимметричным загружениям. Несимметричные оболочки в чистом виде применяются реже. Несимметричные задачи относятся к числу менее изученных и поэтому решаемых зачастую инженерными методами, применяемыми в тех многочисленных случаях, когда или совсем нет решения, или оно не доведено до практического применения.

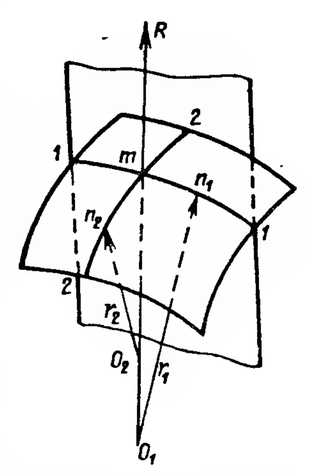


Рис. 17.2. Схема построения главных направлений кривизны и главные радиусы кривизны

Кривизна, как известно, есть величина, обратная радиусу кривизны: $K=1/r$. В дифференциальной геометрии поверхностей доказано, что если в любой точке m к поверхности двоякой кривизны провести нормаль n (рис. 17.2), то через эту точку m можно провести на поверхности два взаимно перпендикулярных (ортогональных) направления (*1—1* и *2—2*), обладающих тем свойством, что нормаль к поверхности, проведенная из соседней бесконечно близкой точки, расположенной на любом из упомянутых направлений, пересечет нормаль n, проведенную через точку m.

При этом $O_1 - n_1$ и $O_2 - n_2$ будут главными радиусами кривизны r_1 и r_2, а соответствующие им главные кривизны

$$K_1 = \frac{1}{r_1} \text{ и } K_2 = \frac{1}{r_2} \qquad (17.1)$$

обладают тем свойством, что одна из них максимальная, а другая минимальная. Произведение главных кривизн называется гауссовой кривизной K поверхности в точке m:

$$K = K_1 K_2 = \frac{1}{r_1 r_2}. \qquad (17.2)$$

Для осесимметричных оболочек главные радиусы кривизны и кривизны будут (см. рис. 17.1, *а*, *г*): в меридиональном направлении (в направлении образующих) r_1 и $K_1=1/r_1$; в кольцевом направлении (в направлении направляющих окружностей или по параллелям) r_2 и $K_2=1/r_2$.

Кольцевые, нормальные срединной поверхности сечения являются коническими сечениями осесимметричных оболочек: сечения по меридианам — меридиональными сечениями.

По характеру гауссовой кривизны в соответствии с выражением (17.2) оболочки бывают:

а) положительной гауссовой кривизны, когда оба радиуса кривизны конечны, имеют одинаковый знак и оба центра кривизны лежат по одну и ту же сторону оболочки (сюда относятся сферические, эллипсоидальные, торосферические, яйцевидные и другие выпуклые оболочки); пример оболочки положительной гауссовой кривизны показан на рис. 17.1, *а*;

б) нулевой гауссовой кривизны, когда один из радиусов кривизны равен бесконечности (цилиндрические и конические оболочки с прямолинейной образующей, радиус кривизны которой равен бесконечности; рис. 17.1, *б, в, з*);

в) отрицательной гауссовой кривизны, когда оба радиуса кривизны имеют конечное значение, противоположны по знаку и центры кривизны лежат по разные стороны оболочки (сюда относятся гиперболоид вращения, седловидная поверхность и т. д.; рис. 17.1, *г, е*);

г) оболочки смешанной гауссовой кривизны, различные части которых имеют различные характеристики в отношении гауссовой кривизны. Так, например, оболочка на рис. 17.1, *д* имеет участки с нулевой *1*, отрицательной *2* и положительной *3* гауссовой кривизной; торообразная оболочка (рис. 17.1, *е*) имеет точки как с положительной, так и с отрицательной гауссовой кривизной.

Постоянную положительную гауссову кривизну имеют сферические оболочки, радиусы кривизны которых в обоих направлениях равны $r_1 = r_2 = \rho$.

В зависимости от отношения радиуса оболочки к ее толщине r/δ принято разделять оболочки на толстые, в теории которых рассматривается трехосное напряженное состояние, и тонкие, теория которых основана на рассмотрении двухосного напряженного состояния.

При $r/\delta < 20$ оболочка считается толстой или толстостенной; при $20 \leqslant r/\delta < 200$ — тонкостенной; при $r/\delta > 200$ — очень тонкой.

В теории расчета тонких и очень тонких оболочек не учитывается ввиду малости взаимное давление друг на друга слоев оболочек, параллельных срединной поверхности, и рассматривается только двухосное или плоское напряженное состояние. При этом в расчетных уравнениях с погрешностью в пределах 5% представляется возможным пренебречь членами величиной порядка δ/r по сравнению с единицей, что существенно упрощает теорию расчета и практическое ее применение.

Обычные промышленные листовые конструкции рассчитываются как тонкие и очень тонкие оболочки. Толстостенные оболочки относятся к конструкциям специального назначения, которые здесь не рассматриваются.

Оболочки подразделяются также на пологие и непологие или подъемистые. К пологим относятся те, у которых $f \leqslant L_{мин}/5$, где f — стрела подъема, а $L_{мин}$ — наименьший размер в плане (у круглых осесимметричных оболочек $L_{мин}$ — диаметр основания). Соответственно у непологих (подъемистых) оболочек $L_{мин}/5 < f$.

В теории оболочек и расчетной практике раздельно рассматриваются оболочки длинные, короткие и средней длины. Это относится главным образом к цилиндрическим оболочкам. Если обозначить через L — расчетную длину оболочки, а через r — ее радиус, то при $L/r < 0,5$ оболочка считается короткой, при $0,5 \leqslant L/r \leqslant 10$ — средней длины и при $L/r \geqslant 20$ — длинной. Значения $10 < L/r < 20$ можно рассматривать как промежуточные между этими значениями для длинных и средней длины оболочек.

§ 2. КРАТКИЙ ОБЗОР ТЕОРИИ СТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Характерной особенностью оболочки как статической системы является ее преимущественная работа на растяжение и сжатие (а не на изгиб и кручение, как у значительной части пластин и стержней). Это обстоятельство позволяет лучше использовать несущую способность материала, особенно у металлических оболочек.

Вследствие кривизны оболочек, проекции их усилий на нормаль к поверхности оболочки создают подобие упругого основания под оболочкой. Поэтому оболочка работает как плита на упругом основании, что существенно повышает ее несущую способность по сравнению с обыкновенной плоской плитой той же толщины, но без упругого основания, создаваемого кривизной.

В основу современных теорий расчета упругих тонких оболочек положены следующие основные гипотезы.

1-я гипотеза. Оболочка испытывает двухосное напряженное состояние (давление друг на друга параллельных срединной поверхности слоев тонкостенной оболочки пренебрежимо мало).

2-я гипотеза. Материал оболочки изотропный и следует закону Гука.

3-я гипотеза. Прямолинейный элемент, перпендикулярный срединной поверхности до деформации, остается прямолинейным и перпендикулярным деформированной срединной поверхности и не изменяет своей длины (гипотеза прямых нормалей или гипотеза Кирхгофа — Лява).

На основании этих гипотез созданы две группы теорий оболочек: линейные теории, уравнения которых содержат анализ малых перемещений; и нелинейные теории, построенные с учетом конечных перемещений.

Нелинейная теория применяется, когда перемещения (например, прогибы) настолько велики, что могут вызвать существенное перераспределение усилий. Расчет на основе нелинейной теории иногда называют расчетом с учетом деформированной схемы.

В данном случае под линейной или нелинейной теорией подразумевается только геометрическая линейность или нелинейность, поскольку на основе второй гипотезы материал следует закону Гука и физическая нелинейность отсутствует.

При переменных физических свойствах материала (например, возникновение пластичности и т. п.) имеет место физическая нелинейность, которая учитывается в соответствующих случаях особо помимо геометрической нелинейности.

Линейная и нелинейная теория каждая, в свою очередь, подразделяется на безмоментную и моментную.

Безмоментное напряженное состояние имеет место у многих оболочек или на многих участках той или иной оболочки потому, что оно соответствует минимуму упругой энергии, накапливаемой оболочкой в процессе деформации под нагрузкой. Это состояние соответствует известному «принципу наименьшей работы» и возникает везде, где это становится возможным:

а) в местах, достаточно удаленных от сосредоточенных и локальных воздействий (лежащих не в плоскости срединной поверхности);

б) в удалении от мест пересечения оболочек и переломов образующих, от расположения элементов жесткости, от ступенчатых перепадов толщин и т. п.;

в) в отдалении от краевых закреплений, стесняющих свободу деформации;

г) при осесимметричном сплошном загружении с плавным изменением нагрузки вдоль образующей в местах, где деформации не стеснены, и т. д.

Усилия безмоментного состояния показаны на рис. 17.3, *б*.

Безмоментная теория оболочек применима тогда, когда можно без существенного ущерба для точности пренебречь ввиду малости влиянием изгибающих моментов M_1 и M_2, крутящих моментов M_{21} и M_{12} и поперечных сил Q_1 и Q_2, оказывавших заметное влияние на моментное напряженное состояние (рис. 17.3, *а*). Если отбросить эти величины и оставить только нормальные (N_1 и N_2) и касательные силы S, все уравнения теории и ее применение в расчетной практике соответственно существенно упрощаются.

В других случаях, когда не соблюдаются перечисленные условия существования безмоментного состояния и нельзя пренебречь влиянием

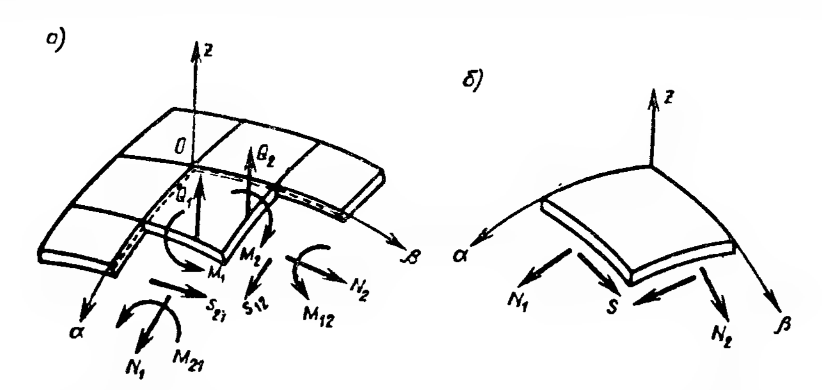


Рис. 17.3. Система координат и усилия в сечениях оболочки двоякой кривизны

а — в моментном состоянии; *б* — в безмоментном состоянии

изгибающих и крутящих моментов, а также поперечных сил, имеют место моментное напряженное состояние и соответствующая ему моментная теория оболочек, в уравнения которой входят все показанные на рис. 17.3, *а* силы и вызванные ими деформации.

Существуют следующие теории расчета оболочек: 1) безмоментная линейная теория; 2) безмоментная нелинейная теория; 3) моментная линейная теория; 4) моментная нелинейная теория.

Если первая теория относительно наиболее проста, то последующие теории сложнее, а моментная нелинейная теория в общем виде не всегда доступна для практического применения. Поэтому на базе общей математической теории оболочек созданы отдельные технические теории для решения тех или иных определенных групп задач с соответствующими упрощениями, присущими именно этой группе. На основе этих теорий разработаны практические прикладные методы расчета. Примером технической теории является теория пологих оболочек.

Среди задач моментного состояния очень типичны задачи о краевом эффекте от силовых и температурных воздействий. Краевой эффект в виде значительных изгибающих моментов, поперечных сил и перемещений возникает в местах пересечения оболочек, а также у колец жесткости, у края, в местах перепадов толщин, в зонах сосредоточенных воздействий, распределенных по направляющим окружностям, и т. п.; он должен учитываться в расчете на участке его действия.

Краевой эффект характерен быстрым волнообразным затуханием по мере удаления от места его возбуждения.

Характер затухания такой же, как у функции $e^{-k\xi}$, где e — основание натурального логарифма:

$$k = \sqrt[4]{\frac{3\left(1-\mu^2\right) r_2^2}{\delta^2}}\,;\ \xi = \frac{x}{r}\,,$$

где μ — пуассоново число; r_2 — кольцевой радиус кривизны; δ — толщина оболочки; x — расстояние по образующей от места возникновения краевого эффекта; r — радиус поперечного сечения.

Поскольку коэффициент k для листовых конструкций достаточно велик, затухание краевого эффекта происходит быстро (т. е. на коротком участке от места возникновения). Тем не менее на участке действия краевого эффекта с ним нельзя не считаться.

На базе теории оболочек автором разработана прикладная методика расчета краевого эффекта с применением для оболочек общих методов строительной механики, подробно изложенная в главе 19.

В классической литературе по строительной механике, в обзорных монографиях и справочниках подробно приведены основы расчета, в том числе [18, 19, 32, 43, 53, 77, 78, 83 и др.].

Поэтому краткий обзор теории и методики статического расчета дается в самой конспективной форме, необходимой лишь для иллюстрации вопроса.

Сводка основных уравнений теории оболочек [87, 32, 53]

1. Уравнения равновесия

$$\frac{\partial}{\partial\alpha}(BN_1) - N_2\frac{\partial B}{\partial\alpha} + \frac{\partial}{\partial\beta}(AS_{12}) + S_{21}\frac{\partial A}{\partial\beta} + Q_1K_1AB + ABp_1 = 0; \quad (17.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial\beta}(AN_2) - N_1\frac{\partial A}{\partial\beta} + \frac{\partial}{\partial\alpha}(BS_{21}) + S_{21}\frac{\partial B}{\partial\alpha} + Q_2K_2AB + ABp_2 = 0; \quad (17.4)$$

$$-(K_1N_1 + K_2N_2) + \frac{1}{AB}\left[\frac{\partial}{\partial\alpha}(BQ_1) + \frac{\partial}{\partial\beta}(AQ_2)\right] + p_3 = 0; \quad (17.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial\alpha}(BM_{21} + M_{21}\frac{\partial B}{\partial\alpha} + \frac{\partial}{\partial\beta}(AM_2) - M_1\frac{\partial A}{\partial\beta} - Q_2AB = 0; \quad (17.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial\beta}(AM_{12}) + M_{21}\frac{\partial A}{\partial\beta} + \frac{\partial}{\partial\alpha}(BM_1) - M_2\frac{\partial B}{\partial\alpha} - Q_1AB = 0. \quad (17.7)$$

2. Геометрические уравнения

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{A}\cdot\frac{\partial u}{\partial\alpha} + \frac{v}{AB}\cdot\frac{\partial A}{\partial\beta} + \frac{w}{r_1}; \quad (17.8)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{B}\cdot\frac{\partial v}{\partial\beta} + \frac{u}{AB}\cdot\frac{\partial B}{\partial\alpha} + \frac{w}{r_2}; \quad (17.9)$$

$$\nu = \frac{B}{A}\cdot\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(\frac{v}{B}\right) + \frac{A}{B}\cdot\frac{\partial}{\partial\beta}\left(\frac{u}{A}\right); \quad (17.10)$$

$$\varkappa_1 = -\frac{1}{A}\cdot\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(-\frac{u}{r_1} + \frac{1}{A}\cdot\frac{\partial w}{\partial\alpha}\right) - \frac{1}{AB}\left(-\frac{v}{r_2} + \frac{1}{B}\cdot\frac{\partial w}{\partial\beta}\right)\frac{\partial A}{\partial\beta}; \quad (17.11)$$

$$\varkappa_2 = -\frac{1}{B}\cdot\frac{\partial}{\partial\beta}\left(-\frac{v}{r_2} + \frac{1}{B}\cdot\frac{\partial w}{\partial\beta}\right) - \frac{1}{AB}\left(-\frac{u}{r_1} + \frac{1}{A}\cdot\frac{\partial w}{\partial\alpha}\right)\frac{\partial B}{\partial\alpha}; \quad (17.12)$$

$$\chi = \frac{1}{2}\left[\frac{B}{A}\cdot\frac{\partial}{\partial\alpha} + \frac{1}{B}\left(\frac{v}{r_2} - \frac{1}{B}\cdot\frac{\partial w}{\partial\beta}\right) + \frac{A}{B}\cdot\frac{\partial}{\partial\beta}\cdot\frac{1}{A}\left(\frac{u}{r_1} - \frac{1}{A}\cdot\frac{\partial w}{\partial\alpha}\right)\right]. \quad (17.13)$$

3. Физические уравнения

$$N_1 = \frac{E\delta}{1-\mu^2}(\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2); \quad (17.14)$$

$$N_2 = \frac{E\delta}{1-\mu^2}(\varepsilon_2 + \mu\varepsilon_1); \quad (17.15)$$

$$S = S_{12} = S_{21} = G\delta\gamma; \tag{17.16}$$

$$M_1 = D(\varkappa_1 + \mu\varkappa_2); \tag{17.17}$$

$$M_2 = D(\varkappa_2 + \mu\varkappa_1); \tag{17.18}$$

$$M_{12} = M_{21} = D(1-\mu)\chi, \tag{17.19}$$

где значения усилий N_1, N_2, M_1, M_2, Q_1, Q_2, S_{12}, S_{21}, M_{12} и M_{21} и оси координат см. на рис. 17.3, *а*;

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$$ — цилиндрическая жесткость·

da_1 и da_2 — линейные элементы, соответствующие приращениям криволинейных координат соответственно α и β: $da_1 = Ad\alpha$; $da_2 = Bd\beta$, откуда

$$A = \frac{da_1}{d\alpha} \text{ и } B = \frac{da_2}{d\beta},$$

т. е. значения A и B можно трактовать как некоторые коэффициенты искажения, преобразующие приращения криволинейных координат в линейные отрезки (A и B называют коэффициентами квадратичной формы);

r_1, r_2 — радиусы кривизны соответственно в направлениях α и β;

$K_1 = 1/r_1$ и $K_2 = 1/r_2$ — кривизны в направлениях α и β;

p_1, p_2 и p_3 — проекции интенсивностей нагрузок на направлениях x, y и z, совпадающие с направлениями касательных к координатным линиям α, β и z в точке O — начале координат (нагрузка произвольная, описываемая непрерывной функцией);

ε_1 и ε_2 — относительные удлинения срединной поверхности в направлениях α и β;

γ — относительный сдвиг срединной поверхности;

u, v и w — перемещения точек срединной поверхности в направлениях осей Ox, Oy и Oz;

$$u = u_0 + z\left(\frac{u_0}{r_1} - \frac{1}{A}\cdot\frac{\partial w}{\partial\alpha}\right); \quad v = v_0 + z\left(\frac{v_0}{r_2} - \frac{1}{B}\cdot\frac{\partial w}{\partial\beta}\right);$$

u_0 и v_0 — перемещения точек срединной поверхности в направлении координат α и β;

$\varkappa_1$ и $\varkappa_2$ — величины, характеризующие изменение под нагрузкой кривизны срединной поверхности в направлениях соответственно α и β;

χ — «кручение» срединной поверхности;

μ — пуассоново число;

G — модуль сдвига.

Общее количество основных уравнений теории оболочек (равновесия, геометрических и физических) равно 17. Число неизвестных также равно 17: усилия N_1, N_2, M_1, M_2, Q_1, Q_2, S_{12}, S_{21}, M_{12} и M_{21}; относительные удлинения и относительный сдвиг ε_1, ε_2 и γ; перемещения u, v, w и кручение срединной поверхности χ.

Таким образом, задача для любой заданной плавной оболочки с нагрузкой, описанной непрерывной функцией при заданных граничных условиях, принципиально может быть решена однозначно. Однако решение связано со значительными математическими трудностями и для многих оболочек в общей постановке задачи не найдено до сих пор.

К лучшим результатам привели поиски решений и теории, построенные на оправданных упрощениях, отображающих реальные условия той или иной задачи или группы задач. Например, простой учет условий симметрии резко сокращает число неизвестных и упрощает задачу. Отбрасывание в безмоментной теории всех членов, содержащих изгибаю-

щие и крутящие моменты и поперечные силы, а также связанные с ними величины, несравненно упрощает задачу, а для симметричных случаев делает ее статически определимой, решаемой элементарным путем. Теория пологих оболочек вносит существенные упрощения уже одним тем, что вместо криволинейных координат принимаются проекции координат на плоскость.

Имеются и другие упрощающие рабочие гипотезы. Так, например, при известных условиях принимаются равными нулю деформации сдвига γ и делаются другие допущения.

Из основных уравнений теории оболочек (17.3)—(17.19) можно получить общие уравнения теории цилиндрических оболочек в системе координат x, θ (рис. 17.4).

В этом случае

$$A=1;\ B=r=\mathrm{const};\ r_1=\infty;\ r_2=r. \tag{17.20}$$

Общие уравнения теории цилиндрических оболочек

1. Уравнения равновесия

Для приведенной на рис. 17.4 системы координат и показанных там направлений усилий с учетом (17.20) из уравнений (17.3) — (17.7) можно получить:

$$r\frac{\partial N_1}{\partial x}+\frac{\partial S_{12}}{\partial \theta}+rp_1=0; \tag{17.21}$$

$$r\frac{\partial S_{21}}{\partial x}+\frac{\partial N_2}{\partial \theta}+Q_2+rp_2=0; \tag{17.22}$$

$$r\frac{\partial Q_1}{\partial x}+\frac{\partial Q_2}{\partial \theta}-N_2+rp_3=0; \tag{17.23}$$

$$r\frac{\partial M_{21}}{\partial x}+\frac{\partial M_2}{\partial \theta}-rQ_2=0; \tag{17.24}$$

$$\frac{\partial M_{12}}{\partial \theta}+r\frac{\partial M_1}{\partial x}-rQ_1=0; \tag{17.25}$$

$$\frac{1}{r}M_{21}+S_{12}-S_{21}=0. \tag{17.26}$$

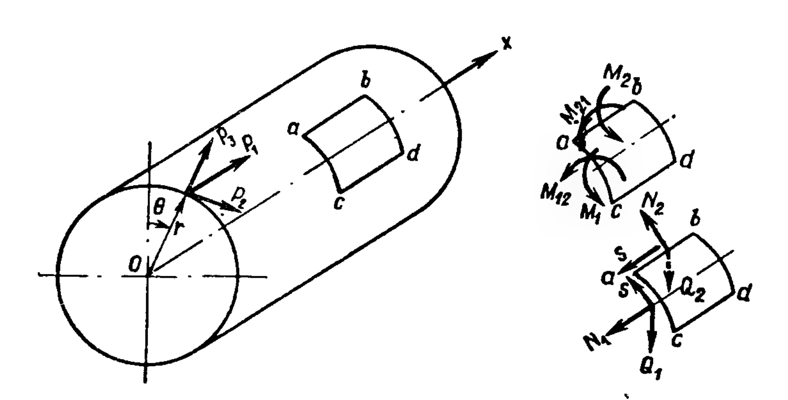


Рис. 17.4. Система координат и направления усилий для общих уравнений теории цилиндрических оболочек

2. Геометрические уравнения

Из уравнений (17.8)—(17.13), подставив в них значения A и B из (17.20), можно получить:

$$\varepsilon_1=\frac{\partial u}{\partial x}; \tag{17.27}$$

$$\varepsilon_2=\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial u}{\partial \theta}+\frac{w}{r}; \tag{17.28}$$

$$\gamma=\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial u}{\partial \theta}; \tag{17.29}$$

$$\varkappa_1=-\frac{\partial^2 w}{\partial x}; \tag{17.30}$$

$$\varkappa_2 = -\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta}\left(-\frac{v}{r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial w}{\partial \theta}\right); \tag{17.31}$$

$$\chi = -\frac{1}{r}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x\, \partial \theta} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial v}{\partial x}\right); \tag{17.32}$$

$$\psi = \frac{1}{r}\left(v - \frac{\partial w}{\partial \theta}\right), \tag{17.33}$$

где ψ — угол поворота касательной к поперечному сечению оболочки при деформации.

3. Физические уравнения

Подставляя значения (17.27)—(17.33) в физические уравнения серии основных уравнений теории оболочек (17.14)—(17.19), можно получить:

$$N_1 = \frac{E\delta}{(1-\mu^2)}\left[\frac{\partial u}{\partial x} + \mu\left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r}\right)\right]; \tag{17.34}$$

$$N_2 = \frac{E\delta}{(1-\mu^2)}\left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r} + \mu \frac{\partial u}{\partial x}\right); \tag{17.35}$$

$$S = S_{12} = S_{21} = \frac{E\delta}{2(1+\mu)}\left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x}\right]; \tag{17.36}$$

$$M_1 = -D\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\mu}{r^2}\left(-\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}\right)\right]; \tag{17.37}$$

$$M_2 = -D\left[\frac{1}{r^2}\left(-\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}\right) + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right]; \tag{17.38}$$

$$M_{12} = M_{21} = -D(1-\mu)\frac{1}{r}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial v}{\partial x}\right). \tag{17.39}$$

Решение системы общих уравнений теории цилиндрических оболочек представят собой достаточно сложную задачу.

Для практических целей более приемлема моментная техническая теория пологих цилиндрических оболочек, предложенная В. З. Власовым.

Расчет моментного состояния цилиндрической оболочки в общем случае на основе технической теории пологих оболочек

Обозначения координатных осей и усилий см. на рис. 17.5. Относительные цилиндрические координаты: $\xi = x/r$; $\theta = a/r$; a — длина дуги от начала координат в направлении Oy (рис. 17.5).

В. З. Власовым предложена для решения задачи следующая система уравнений;

уравнение неразрывности деформаций

$$\frac{1}{E\delta}\nabla^2\nabla^2 g + r\frac{\partial^2 w}{\partial \xi^2} = 0; \tag{17.40}$$

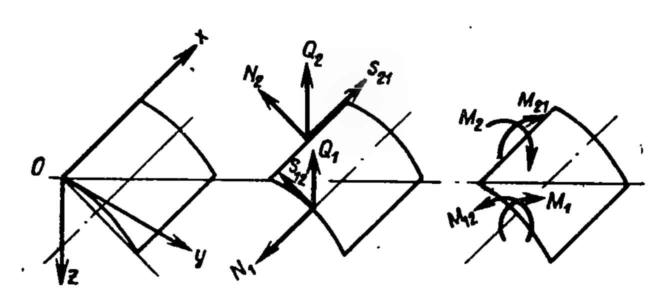


Рис. 17.5. Система координат и направления усилий в технической теории пологих цилиндрических оболочек

уравнение равновесия

$$-r\frac{\partial^2 g}{\partial\xi^2}+\frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}\nabla^2\nabla^2 w - Z = 0, \qquad (17.41)$$

где $\nabla^2=\frac{\partial^2}{\partial\xi^2}+\frac{\partial^2}{\partial\theta}$ — оператор Лапласа;

Z — составляющая внешней нагрузки по оси z.

Уравнения Максвелла — Эри и Софи Жермен — Лагранжа для пластинок являются частными случаями общей технической теории оболочек, выраженной уравнениями (17.40) и (17.41).

Шесть уравнений равновесия бесконечно малого элемента тонкой оболочки допускают образование четырех функций напряжения m, b, c, g, аналогичных функции напряжения φ плоской задачи теории упругости.

Для цилиндрической оболочки зависимости между усилиями и функциями напряжения выражаются следующими формулами:

$$N_1=\frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\partial c}{\partial\theta}+b\right); \qquad (17.42) \qquad N_2=\frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial^2 c}{\partial\xi^2}; \qquad (17.43)$$

$$S_{12}=\frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial^2 c}{\partial\xi\partial\theta}-\frac{g}{r}; \qquad (17.44) \qquad S_{21}=\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\xi}\left(\frac{\partial c}{\partial\theta}+b\right); \qquad (17.45)$$

$$Q_1=-\frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial c}{\partial\xi}\cdot\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial g}{\partial\theta}; \qquad (17.46) \qquad Q_2=-\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial g}{\partial\xi}; \qquad (17.47)$$

$$M_1=\frac{1}{r}\left(\frac{\partial b}{\partial\theta}-c\right); \qquad (17.48) \qquad M_2=\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial m}{\partial\xi}; \qquad (17.49)$$

$$M_{12}=\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial m}{\partial\theta}+g; \qquad (17.50) \qquad M_{21}=-\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial b}{g\xi}+g. \qquad (17.51)$$

Используя уравнение (17.40) и полагая в нем $Z=0$, а также уравнения равновесия (17.23), (17.24), (17.25), формулу (17.43) и связь между деформацией изгиба $\varkappa_1$ и нормальным перемещением w в виде выражения $\varkappa_1=\frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial^2 w}{\partial\xi^2}$,

получим

$$c-\frac{D}{r}\cdot\frac{\partial^2 w}{\partial\xi^2}=0. \qquad (17.52)$$

Преобразовывая уравнения неразрывности деформаций и вводя функцию напряжения c, будем иметь

$$w+\frac{1}{E\delta r}\cdot\frac{\partial^2 c}{\partial\xi^2}=0. \qquad (17.53)$$

Уравнения неразрывности деформаций цилиндрической оболочки в принятой системе координат имеют вид $\frac{\partial\varkappa_2}{\partial\xi}-\frac{\partial\lambda}{\partial\theta}=0$;

$$\frac{\partial\varkappa_2}{\partial\theta}-\frac{\partial\tau}{\partial\xi}-\frac{\partial\xi_1}{r\partial\theta}+\frac{\partial w}{r\partial\xi}=0; \qquad \frac{\varkappa_1}{r}-\frac{\partial}{r^2\partial\xi}\left(\frac{1}{2}\cdot\frac{\partial\omega}{\partial\theta}-\frac{\partial\varepsilon_2}{\partial\xi}\right)+$$

$$+\frac{\partial}{r^2\partial\theta}\left(\frac{\partial\varepsilon_1}{\partial\theta}-\frac{1}{2}\cdot\frac{\partial\omega}{\partial\xi}\right)=0.$$

Здесь

$$\omega=\frac{1}{r}\left(\frac{\partial u}{\partial\theta}+\frac{\partial v}{\partial\xi}\right) \quad \text{— деформация сдвига;}$$

$$\varkappa_1=\frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial^2\omega}{\partial\xi^2} \text{ и } \varkappa_2=\frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\partial w}{\partial\theta}+v\right) \quad \text{— деформации изгиба;}$$

$$\tau=\frac{1}{r^2}\cdot\frac{\partial}{\partial\xi}\left(\frac{\partial w}{\partial\theta}+v\right) \quad \text{— деформация кручения.}$$

Решая совместно уравнения (17.52) и (17.53), получим

$$\frac{\partial^4 c}{\partial \xi^4} + 4k^4 c = 0, \qquad (17.54)$$

где $k = \sqrt[4]{\dfrac{3(1-\mu^2)\,r^2}{\delta^2}}$.

Характеристическое уравнение последнего дифференциального уравнения

$$Z^4 + 4k^4 = 0.$$

Корни его представляют собой попарно сопряженные комплексные величины

$$Z_1 = -Z_2 = k(1+i); \quad Z_3 = -Z_4 = k(1-i).$$

Таким образом, общий интеграл уравнения (17.54) будет

$$c = f_1(\theta)\, e^{Z_1\xi} + f_2(\theta)\, e^{Z_2\xi} + f_3(\theta)\, e^{Z_3\xi} + f_4(\theta)\, e^{Z_4\xi}.$$

Приняв во внимание, что $e^{\alpha+i\beta} = e^{\alpha}(\cos\beta + i\sin\beta)$, и обозначив: $f_4(\theta) + f_2(\theta)$ через $\psi_1(\theta)$; $i\,[f_4(\theta) - f_2(\theta)]$ через $\psi_2(\theta)$; $f_1(\theta) + f_3(\theta)$ через $\psi_3(\theta)$; $i[f_1(\theta) - f_3(\theta)]$ через $\psi_4(\theta)$, получим общий интеграл уравнения (17.54) в виде

$$c = \psi_1(\theta)\, e^{-k\xi} \cos k\xi + \psi_2(\theta)\, e^{-k\xi} \sin k\xi + \psi_3(\theta)\, e^{k\xi} \cos k\xi + \psi_4(\theta)\, e^{k\xi} \sin k\xi.$$

Поскольку $\psi_3(\theta)$ и $\varphi_4(\theta)$ определяют не убывающие, а возрастающие функции при удалении от защемленного края оболочки, они не имеют физического смысла и их можно отбросить.

Общий интеграл краевого эффекта вдоль поперечного сечения цилиндрической оболочки (он же функция напряжения) равен:

$$c = \psi_1(\theta)\, e^{-k\xi} \cos k\xi + \psi_2(\theta)\, e^{-k\xi} \sin k\xi, \qquad (17.55)$$

где $\psi_1(\theta)$ и $\psi_2(\theta)$ — произвольные функции интегрирования, определяемые из граничных условий.

Используя соотношение $M_{12} = M_{21}$ и сделав подстановки, получим выражения остальных функций напряжения через нормальное перемещение:

$$m = -\mu \frac{D}{r} \cdot \frac{\partial w}{\partial \xi}; \qquad (17.56)$$

$$b = \frac{\mu D}{r} \cdot \frac{\partial w}{\partial \theta}; \quad (17.57) \qquad g = \frac{\mu D}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial \xi \partial \theta}. \quad (17.58)$$

На основании (17.53) и (17.55) нормальное перемещение равно:

$$w = \frac{k^2 e^{-k\xi}}{Er\delta} \left[\psi_2(\theta) \cos k\xi - \psi_1(\theta) \sin k\xi\right]. \qquad (17.59)$$

Угол поворота касательной к меридиану оболочки

$$\vartheta = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial w}{\partial \xi} = \frac{k^3 e^{-k\xi}}{Er^2\delta} \left[\psi_1(\theta)(\sin k\xi - \cos k\xi) - \psi_2(\theta)(\sin k\xi + \cos k\xi)\right]. \qquad (17.60)$$

При защемлении оболочки по кольцевому контуру граничные условия имеют вид $w=0$; $\vartheta=0$, что позволяет определить произвольные функции интегрирования $\psi_1(\theta)$ и $\psi_2(\theta)$, используя выражения (17.59) и (17.60).

После того как найдены $\psi_1(\theta)$ и $\psi_2(\theta)$ и из (17.59) получено раскрытое значение w, определяются значения функций напряжений c, m, b, g из (17.55), (17.56), (17.57) и (17.58).

Наконец, из выражений (17.42)—(17.51) определяются все неизвестные усилия и моменты в сечениях для смешанного моментного и безмоментного напряженного состояния (с учетом краевого эффекта).

Выражения (17.55)—(17.60) получены применением метода асимптотического интегрирования, заключающегося в том, что при интегрировании по ξ сохраняются только члены, содержащие высшие производные по ξ. Этот метод основан на том, что при каждом интегрировании по ξ член, имеющий множителем функцию $e^{-k\xi}$, уменьшается в k раз или приблизительно в $\sqrt{r/\delta}$ раз. При этом точность решения составляет $\sim\sqrt{\delta/r}$ по сравнению с единицей.

Ширина кольца оболочки от граничного контура до ближайшей линии нулевых напряжений краевого эффекта

$$x = \frac{\pi\sqrt{r\delta}}{4\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}} \approx 0{,}6\sqrt{r\delta}. \qquad (17.61)$$

При исследовании краевого эффекта цилиндрической оболочки вдоль более сложного контура (например, эллипса) задача усложняется, но ход решения принципиально остается таким же. При этом следует ввести на рассматриваемой цилиндрической оболочке новую косоугольную систему координат при помощи преобразования параметров таким образом, чтобы одна из координатных линий совпадала с контуром, вдоль которого исследуется краевой эффект.

Определение напряжений

Следует различать напряжения: составляющие, суммарные и приведенные.

Составляющие напряжения определяются раздельно от каждого из действующих усилий по формулам:

а) меридиональные напряжения от усилия N_1, действующего вдоль образующей:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{\delta}; \qquad (17.62)$$

б) кольцевые напряжения от усилия N_2, действующего в кольцевом направлении:

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{\delta}; \qquad (17.63)$$

в) изгибные меридиональные напряжения

$$\sigma_1 = \pm\frac{6M_1}{\delta^2}; \qquad (17.64)$$

г) изгибные напряжения в кольцевом направлении

$$\sigma_2 = \pm\frac{6M_2}{\delta^2}; \qquad (17.65)$$

д) напряжения среза, касательные срединной поверхности оболочки:

$$\tau_S = \frac{S}{\delta}; \qquad (17.66)$$

е) касательные напряжения от поперечных сил Q_i, направленные нормально срединной поверхности:

$$\tau_Q = \frac{Q_i}{\delta}. \qquad (17.67)$$

Напряжения от крутящих моментов M_{12} и M_{21} обычно не учитываются ввиду их малости. Напряжения, определенные по формулам (17.62)—(17.67), как упоминалось, являются лишь составляющими.

Для получения суммарных напряжений в каждом из направлений составляющие напряжения складываются между собой соответствующим образом с учетом знаков.

Кроме этого, в местах значительных относительных перемещений (например, в зонах краевого эффекта) учитывается влияние на напряжения действительных конечных перемещений (см. главу 19).

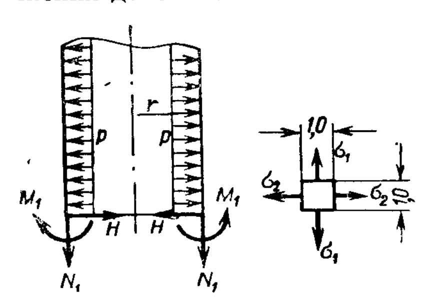


Рис. 17.6. Схема усилий и направлений цилиндрической оболочки при некоторой нагрузке P

Значительные относительные перемещения бывают в подавляющем большинстве случаев в радиальном направлении. Соответственно этому осесимметричные радиальные перемещения цилиндрических оболочек отражаются на их кольцевых напряжениях σ_2. Выразим в общем виде суммарное кольцевое напряжение цилиндрической оболочки через перемещения (рис. 17.6).

Общее выражение напряжения

$$\sigma_2 = \varepsilon_2 E; \tag{17.68}$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{2p} = \varepsilon_{2N_1} + \varepsilon_{2H} + \varepsilon_{2M_1}, \tag{17.69}$$

где ε_2 — суммарное относительное удлинение в кольцевом направлении;

ε_{2p}; ε_{2N_1}, ε_{2H}; ε_{2M} — составляющие относительные удлинения в кольцевом направлении соответственно от нагрузок p, усилия в сечении N_1, усилия в сечении H и меридионального изгибающего момента M_1.

Относительное удлинение от нагрузки

$$\varepsilon_{2p} = \frac{\Delta r_p}{r}. \tag{17.70}$$

Значение Δr_p меняется в зависимости от характера нагрузки. В частном случае, когда p — внутреннее давление:

$$\Delta r_p = \frac{pr^2}{1\ \delta E}; \tag{17.71}$$

$$\varepsilon_{2p} = \frac{\Delta r_p}{r} = \frac{pr}{1\ \delta E}. \tag{17.72}$$

Составляющие кольцевого относительного удлинения от усилий в N_1, H и M_1 в сечении

$$\varepsilon_{2N_1} = \mu\varepsilon_{1N_1} = \mu\frac{N_1}{\delta E}; \tag{17.73}$$

$$\varepsilon_{2H} = \frac{\delta_{HH} H}{r}; \tag{17.74}$$

$$\varepsilon_{2M_1} = \frac{\delta_{HM} M_1}{r} \pm \mu\frac{6M_1}{\delta^2 E} = -\varepsilon'_{2M_1} \pm \varepsilon''_{2M_1}. \tag{17.75}$$

В выражениях (17.74) и (17.75) величины δ_{HH} и δ_{HM}—единичные перемещения в направлении H от сил $H=1$ и $M_1=1$ (их значения см. в главе 19). Определим значение ε''_{2M_1}:

$$\sigma''_{1M_1} = \frac{6M_1}{\delta^2};$$

$$\Delta''_{1M_1} = \frac{\sigma_{1M_1} r}{E} = \frac{\sigma M_1 r}{\delta^2 E}; \qquad \varepsilon''_{1M_1} = \frac{\Delta_{1M_1}}{r} = \frac{6M_1}{\delta^2 E}; \qquad \varepsilon''_{2M_1} = \mu\varepsilon''_{1M_1} = \mu \frac{6M_1}{\delta^2 E},$$

что и показано в формуле (17.75).

Подставив (17.72) — (17.75) в (17.68) с учетом (17.69), получим

$$\sigma_2 = \frac{pr}{\delta} + \mu\left(\frac{N_1}{\delta} \pm \frac{6M_1}{\delta^2}\right) + \frac{E}{r}\left(\delta_{HH} H + \delta_{HH} M_1\right). \qquad (17.76)$$

Первый член выражения (17.76) может изменяться в зависимости от нагрузки.

Следует также учесть, что при двухосном (и трехосном) напряженном состоянии каждое из напряжений — меридиональное σ_1 или кольцевое σ_2 (пусть даже суммарные) — не всегда может служить критерием несущей способности при сравнении расчетного напряжения с расчетным сопротивлением материала. Существует так называемое приведенное напряжение, которое может быть больше, чем каждое в отдельности значение σ_1 или σ_2. В этом случае оно принимается в качестве расчетного.

По четвертой энергетической теории прочности приведенное напряжение определяется выражениями:

а) для трехосного напряженного состояния

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2_{макс} + \sigma^2_{ср} + \sigma^2_{мин} - \left(\sigma_{макс}\sigma_{ср} + \sigma_{ср}\sigma_{мин} + \sigma_{макс}\sigma_{мин}\right)}; \qquad (17.77)$$

б) для двухосного напряженного состояния

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2_{макс} + \sigma^2_{мин} - \sigma_{макс}\sigma_{мин}}; \qquad (17.78)$$

здесь $\sigma_{макс}$, $\sigma_{ср}$ и $\sigma_{мин}$ — главные нормальные напряжения по алгебраической величине соответственно большие, средние и наименьшие; при этом положительный знак имеет растягивающее напряжение.

Критерий прочности:

$$\sigma_{пр} \leqslant R, \qquad (17.79)$$

R — расчетное сопротивление, определяемое по СНиП II-В.3-62*.

Для оболочек применяется формула (17.78).

Практические расчеты оболочек на основе технической теории пологих оболочек В. З. Власова связаны с известными затруднениями.

В главе 19 приведены практические методы расчета. Некоторые результаты даны там без вывода. Ниже приводятся основные выводы, интересные как в методическом отношении, а также как материал, дающий анализ степени погрешности, когда при расчете краевого эффекта пренебрегают влиянием продольных (меридиональных) сил на величину радиальных перемещений.

Вывод основных решений краевого эффекта упругой цилиндрической оболочки при осесимметричном загружении (рис. 17.7)

При выводах и составлении уравнения равновесия, как упоминалось, обычно отбрасывают влияние меридиональных усилий как взаимно уравновешивающихся, что для упругого тела вносит некоторую погрешность. Для анализа величины этой погрешности учитываем при составлении и решении уравнений все действительно действующие усилия и нагрузки.

В соответствии с рис. 17.7, на котором изображен бесконечно малый элемент оболочки $dxdy$ со всеми действующими нагрузками и усилиями в сечениях, составляем исходное уравнение равновесия $\Sigma Z = 0$, которое имеет вид

$$2N_2 \sin\frac{\alpha}{2} + \frac{dQ_1}{dx} - pdxdy = 0. \tag{17.80}$$

Принимаем

$$dx = dy = 1 = \alpha r; \quad \sin\frac{\alpha}{2} = \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2r}.$$

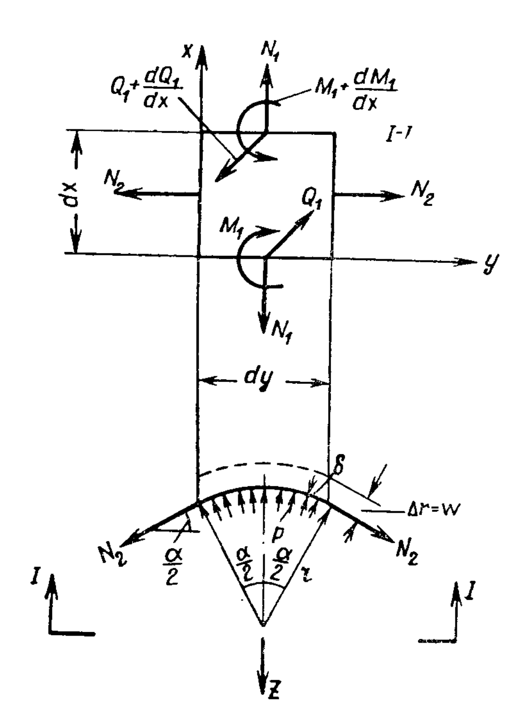


Рис. 17.7. Схема составления дифференциального уравнения равновесия элемента цилиндрической оболочки

Тогда

$$\frac{N_2}{r} + \frac{dQ_1}{dx} - p = 0. \tag{17.81}$$

Выразим усилие N_2 через соответствующую деформацию:

$$\varepsilon_2 = \frac{2\pi(r+w) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{w}{r} = (\sigma_2 - \mu\sigma_1)\frac{1}{E} = \frac{1}{E}\left(\frac{N_2}{\delta} - \mu\frac{N_1}{\delta}\right).$$

Обозначив $\frac{N_1}{N_2} = \alpha$ и $N_1 = \alpha N_2$, получим

$$\varepsilon_2 = \frac{w}{r} = \frac{1}{E}\left(\frac{N_2}{\delta} - \mu\alpha\frac{N_2}{\delta}\right) = \frac{N_2}{E\delta}(1 - \mu\alpha). \tag{17.82}$$

Из (17.82)

$$N_2 = \frac{E\delta w}{r(1-\mu\alpha)}. \tag{17.83}$$

При одноосном напряженном состоянии (гидростатическое давление в открытом цилиндрическом сосуде)

$$N_1 = 0, \ \alpha = 0 \text{ и } N_2 = \frac{E\delta w}{r}. \tag{17.84}$$

При внутреннем газовом давлении в замкнутом цилиндрическом сосуде

$$N_1 = \frac{N_2}{2}, \ \alpha = \frac{1}{2} \text{ и } N_2 = \frac{E\delta w}{r\left(1 - \frac{\mu}{2}\right)}. \tag{17.85}$$

При $N_1 = N_2, \alpha = 1$

$$N_2 = \frac{E\delta w}{r(1-\mu)}$$

и т. д. Подставив (17.83) в (17.81) и учитывая, что

$$Q_1 = \frac{dM_1}{dx} \text{ и } \frac{dQ_1}{dx} = \frac{d^2M_1}{dx^2},$$

получим

$$\frac{d^2 M_1}{dx^2} + \frac{E\delta w}{r^2(1-\mu\alpha)} = p. \qquad (17.86)$$

Последнее уравнение содержит два неизвестных: M_1 и w. Чтобы иметь одно неизвестное w, необходимо выразить усилия через перемещения. Согласно закону Бернулли, $\rho M_1 = D$, откуда

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_1}{D}, \qquad (17.87)$$

где ρ — радиус кривизны при изгибе оболочки в меридиональном направлении;

$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)} = EI_0.$ — цилиндрическая жесткость.

С другой стороны, существует известное геометрическое выражение кривизны

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2 w}{dx^2}}{\left[1+\left(\frac{dw}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}. \qquad (17.88)$$

При малых перемещениях w возникают малые кривизны $1/\rho$ и соответственно большие радиусы ρ. При этом величина dw/dx мала и тем более мал ее квадрат $(dw/dx)^2$ по сравнению с единицей. В этих условиях можно выражение (17.88) представить в виде

$$\frac{1}{\rho} \approx \frac{d^2 w}{dx^2}. \qquad (17.89)$$

Таким образом, будут справедливы равенства:

для малых перемещений

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_1}{D} \approx \frac{d^2 w}{dx^2}; \qquad (17.90)$$

для больших перемещений d^2w/dx^2

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_1}{D} = \frac{d^2 w/dx^2}{\left[1+\left(\frac{dw}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}. \qquad (17.91)$$

Воспользуемся для малых перемещений выражением (17.90). Продифференцировав его дважды, получим

$$\frac{d^4 w}{dx^4} = \frac{d^2 M_1}{D dx^2} \text{ или } \frac{d^2 M_1}{dx^2} = D\frac{d^4 w}{dx^4}. \qquad (17.92)$$

Подставив (17.92) в (17.86), получим основное уравнение равновесия в виде, записанном в деформациях, и с одним неизвестным w:

$$D\frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{E\delta w}{r^2(1-\mu\alpha)} = p \text{ или } \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{K_п}{D} w = \frac{p}{D}, \qquad (17.93)$$

где $K_п = \frac{E\delta}{r^2(1-\mu\alpha)}$ — коэффициент постели с размерностью *сила/длина*^{3}, например *кГ/см*^{3}.

Уравнение (17.93) аналогично уравнению балки на упругом основании (аналогия работы оболочки с балкой на упругом основании уже отмечалось в § 2).

Дадим удобные для дальнейших исследований обозначения величины $\frac{K_п}{D}$ из уравнения (17.93):

$$\frac{K_п}{D} = \frac{E\delta\, 12(1-\mu^2)}{r^2(1-\mu\alpha)E\delta^3} = \frac{12(1-\mu^2)}{r^2\delta^2(1-\mu\alpha)} = 4\beta^4 = \frac{4}{S^4}, \qquad (17.94)$$

где $\beta = \sqrt[4]{\frac{K_п}{4D}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2\delta^2(1-\mu\alpha)}} = \frac{1}{S} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{r\delta}\sqrt[4]{(1-\mu\alpha)}} =$

$$= \frac{\sqrt{3(1-\mu^2):(1-\mu\alpha)}}{\sqrt{r\delta}}.$$

При $\mu=0{,}3$

$$\beta = \frac{1{,}28}{\sqrt[4]{(1-\mu\alpha)}\sqrt{r\delta}};$$

$$S = 0{,}78\sqrt[4]{(1-\mu\alpha)}\sqrt{r\delta}. \tag{17.95}$$

При $\mu=0{,}3$ и $\alpha=0$ (гидростатическое давление в открытом сосуде)

$$S = 0{,}78\sqrt{r\delta}.$$

При $\mu=0{,}3$ и $\alpha=0{,}5$ (внутреннее давление в замкнутом сосуде) $S=0{,}75\sqrt{r\delta}$. При сравнении величин S для рассмотренных двух видов загружения разница получилась 4%.

Если же сравнивать входящие в уравнение (17.93) и в другие уравнения величины S^4 для тех же загружений, то получается заметная разница, а именно 15—17%.

В только что принятых обозначениях уравнение в деформациях (17.93) запишется так:

$$w^4 + 4\beta^4 w = \frac{p}{D}. \tag{17.96}$$

Уравнение (17.86) можно выразить также в силах (в моментах). Для этого сначала подставим в него значение $K_п = \frac{E\delta}{r^2(1-\mu\alpha)}$; получим.

$$\frac{d^2M_1}{dx^2} + K_п w = p. \tag{17.97}$$

Продифференцировав (17.97) дважды, получим $\frac{d^4M_1}{dx^4} + K_п\frac{d^2w}{dx^2} = 0$, а учитывая (17.90), получим окончательно уравнение (17.97), выраженное в усилиях (в моментах):

$$\frac{d^4M_1}{dx^4} + K_п\frac{M_1}{D} = 0. \tag{17.98}$$

Это уравнение по структуре аналогично (17.96), но оно однородное. Учитывая принятое обозначение (17.94), вводим безразмерную координату $\xi = \frac{x}{S}$, тогда $dx = Sd\xi$:

$$\frac{dM_1}{dx} = \frac{dM_1}{d\xi}\cdot\frac{1}{S}; \quad \frac{d^2M_1}{dx^2} = \frac{d^2M_1}{d\xi^2}\cdot\frac{1}{S^2};$$

$$\frac{d^3M_1}{dx^3} = \frac{d^3M_1}{d\xi^3}\cdot\frac{1}{S^3}; \quad \frac{d^4M_1}{dx^4} = \frac{d^4M_1}{d\xi^4}\cdot\frac{1}{S^4}. \tag{17.99}$$

С учетом (17.99) и обозначения (17.94) получим уравнение (17.98) в новой записи:

$$\frac{d^4 M_1}{d\xi^4} \cdot \frac{1}{S^4} + \frac{4}{S^4} M_1 = 0$$

или

$$\frac{d^4 M_1}{d\xi^4} + 4M_1 = 0. \tag{17.100}$$

Общий интеграл уравнения (17.100), относящийся к обоим краям цилиндра (рис. 17.8), имеет вид

$$M_1 = e^{-\xi}(C_1 \cos\xi + C_2 \sin\xi) + e^{\xi}(C_3 \cos\xi + C_4 \sin\xi). \tag{17.101}$$

Четыре произвольные постоянные интегрирования C_1, C_2, C_3 и C_4 определяются из четырех граничных условий, два из которых относятся к нижнему краю (C_1 и C_2), а два — к верхнему краю (C_3 и C_4).

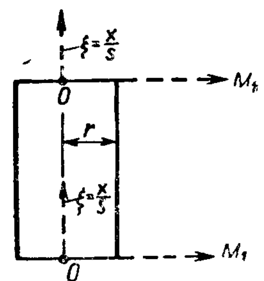


Рис. 17.8. Промежуточная расчетная схема к выражению (17.101)

Из структуры (17.101) видно, что наличие величин $e^{-\xi}$ и e^{ξ} придает эпюре моментов M_1 вид затухающих кривых с декрементом затухания, аналогичным балке на упругом основании; наличие же тригонометрических функций придает затуханию колебательный характер.

Величина $e^{-\xi}$ по мере роста абсолютного значения ξ уменьшается и постепенно затухает (для нижнего края). Такое затухание M_1 для нижнего края может быть только при $C_3 = C_4 = 0$. Наоборот, для верхнего края e^{ξ} уменьшается и затухает по мере уменьшения ξ. Это может быть только при $C_1 = C_2 = 0$ (для верхнего края).

При достаточно удаленных друг от друга краях оболочки можно написать раздельные уравнения для моментов M_1 нижнего и верхнего краев (при этом взаимное влияние краевого эффекта считается пренебрежимо малым):

для нижнего края

$$M_1 = e^{-\xi}(C_1 \cos\xi + C_2 \sin\xi); \tag{17.102}$$

для верхнего края

$$M_1 = e^{\xi}(C_3 \cos\xi + C_4 \sin\xi). \tag{17.103}$$

Произвольные постоянные C_i определяются из граничных условий с применением общих методов строительной механики.

Так, например, для случая полного защемления краев оболочки будем иметь из условия неразрывности деформаций следующие граничные условия: относительный угол поворота и перемещения равны нулю, т. е. $\vartheta = 0$ и $w = 0$.

Угол поворота ϑ и смещение w могут быть выражены на основе уравнения (17.86) с последующей подстановкой в полученные значения производных общего выражения моментов (17.101).

Ниже приводится решение краевой задачи, на примере которой показана реализация упомянутого метода нахождения постоянных интегрирования C_i из граничных условий.

Краевая задача

Из трех усилий в кольцевом сечении оболочки неизвестными являются два: $M_1 = X_1$ и $Q_1 = X_2$. Усилие N_1 может быть в осесимметричных задачах определено элементарным путем по безмоментной теории и поэтому считается неизвестным.

Для решения задачи можно составить два уравнения метода сил:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon\vartheta &= X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + \Delta_{1p} = 0; \\ \varepsilon W &= X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + \Delta_{2p} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (17.104)$$

Здесь δ_{ik} и Δ_{ip} — соответственно единичные перемещения и перемещения от нагрузок. В общем случае каждое перемещение состоит из двух слагаемых: из перемещения цилиндрической оболочки и из перемещения примыкающего к ней элемента в рассматриваемом сечении (другой оболочки или кольца жесткости):

$$\delta_{ik} = \delta_{ik}^{ц} + \delta_{ik}^{пр}; \quad \Delta_{ip} = \Delta_{ip}^{ц} + \Delta_{ip}^{пр}.$$

В данной краевой задаче (при загрузках только по краю) определяют единичные перемещения лишь для цилиндрической оболочки $\delta_{ik}^{ц}$ ($\delta_{11}^{ц}$; $\delta_{12}^{ц} = \delta_{21}^{ц}$ и $\delta_{22}^{ц}$). Единичные перемещения $\delta_{ik}^{пр}$ примыкающей оболочки относятся к другой краевой задаче, а перемещения от нагрузок Δ_{ip} — к общей (некраевой) задаче и чаще всего могут быть определены элементарным путем по безмоментной теории. Вопрос о них рассматривается отдельно;

$\delta_{11}^{ц} = \vartheta^{M_1}$ — угол поворота сечения цилиндрической оболочки по направлению X_1 от силы $X_1 = 1$;

$\delta_{12}^{ц} = \vartheta^{Q_1}$ — угол поворота по направлению X_1 от силы $X_2 = 1$ ($\delta_{21}^{ц} = w^{M_1} = \delta_{12}^{ц} = \vartheta^{Q_1}$);

$\delta_{22}^{ц} = w^{Q_1}$ — перемещение по направлению X_2 от силы $X_2 = 1$.

В краевой задаче нагрузка по краю $p = 0$; поэтому уравнение (17.86) становится однородным и приобретает вид

$$\frac{d^2 M_1}{dx^2} + \frac{E\delta}{r^2(1-\mu\alpha)} w = 0$$

или

$$\frac{d^2 M_1}{dx^2} + kw = 0.$$

Из последнего уравнения с учетом (17.99) получим выражения для перемещения w и угла поворота $w' = \vartheta$:

$$w = -\frac{1}{K_п} \cdot \frac{d^2 M_1}{dx^2} = -\frac{1}{K_п S^2} \cdot \frac{d^2 M_1}{d\xi^2}; \qquad (17.105)$$

$$w' = \vartheta = -\frac{1}{K_п} \cdot \frac{d^3 M_1}{dx^3} = -\frac{1}{K_п S^3} \cdot \frac{d^3 M_1}{d\xi^3}. \qquad (17.106)$$

Значение меридионального изгибающего момента M_1 см. в формуле (17.102), а поперечную силу Q_1 можно получить как производную от момента:

$$M_1 = C_1 e^{-\xi}\cos\xi + C_2 e^{-\xi}\sin\xi;$$

$$\frac{dM_1}{d\xi} = S\frac{dM_1}{dx} = SQ_1 = C_1 e^{-\xi}(\cos\xi + \sin\xi) + C_2 e^{-\xi}(\cos\xi - \sin\xi). \qquad (17.107)$$

Далее для раскрытия значений w и $w' = \vartheta$ найдем вторую и третью производные от M_1 по безразмерной координате ξ, после чего результаты подставим в (17.105) и (17.106) и получим значения w и $w' = \vartheta$

$$\frac{d^2M_1}{d\xi^2} = S^2\frac{d^2M_1}{dx^2} = 2e^{-\xi}(C_1\sin\xi - C_2\cos\xi); \qquad (17.108)$$

$$\frac{d^3M_1}{d\xi^3} = S^3\frac{d^3M_1}{dx^3} = 2e^{-\xi}[C_1(\cos\xi - \sin\xi) + c_2(\cos\xi + \sin\xi)]. \qquad (17.109)$$

Для решения единичной краевой задачи, заключающейся в нахождении $\delta_{11}^{ц}$, $\delta_{12}^{ц}$, $\delta_{21}^{ц}$ и $\delta_{22}^{ц}$, рассмотрим раздельно две группы граничных условий:

1-я группа: $M_1^0=\pm 1$; $Q_1^0=0$;

2-я группа: $M_1^0=0$; $Q_1^0=\pm 1$

(индекс 0 принят для края).

Из 1-й группы граничных условий найдем $\delta_{11}^{ц}$ и $\delta_{21}^{ц}$ — поворот ϑ^M и смещение w^M от $M_1^0=1$. Произвольные постоянные соответственно обозначим C_1 и C_2^M.

Из 2-й группы соответственно найдем $\delta_{12}^{ц}$ и $\delta_{22}^{ц}$ — поворот ϑ^Q и перемещение w^Q от $Q_1^0=1$. Произвольные постоянные C_1^Q и C.

Подставляем граничные условия в (17.102) и (17.107):

а) для 1-й группы граничных условий

$$M_1^0 = C_1^M e^{-\xi}\cos\xi + C_2^M e^{-\xi}\sin\xi = \pm 1;$$

$$SQ_1^0 = -C_1^M e^{-\xi}(\cos\xi + \sin\xi) + C_2^M e^{-\xi}(\cos\xi - \sin\xi) = 0,$$

откуда находим

$$C_1^M = \pm e^{\xi}(\cos\xi - \sin\xi); \quad C_2^M = \pm e^{\xi}(\cos\xi + \sin\xi); \tag{17.110}$$

б) для 2-й группы граничных условий

$$M_1^0 = C_1^Q e^{-\xi}\cos\xi + C_2^Q e^{-\xi}\sin\xi = 0;$$

$$SQ_1^0 = -C_1^Q e^{-\xi}(\cos\xi + \sin\xi) + C_2^Q e^{-\xi}(\cos\xi - \sin\xi) = \pm 1S,$$

откуда находим

$$C_1^Q = \pm Se^{\xi}\sin\xi; \quad C_2^Q = \pm Se^{\xi}\cos\xi. \tag{17.111}$$

Поворот ϑ и смещение w от $M_1^0=\pm 1$ ($\delta_{11}^{ц}=\vartheta^M$ и $\delta_{21}^{ц}=w^M$) находим, подставив значения C_1^M и C_2^Mиз (17.110) соответственно в (17.106) и (17.105) с учетом (17.109) и (17.108).

При этом придерживаемся следующего правила знаков.

Поскольку граничные значения M_1^0 и Q_1^0 могут быть ± 1 или 0, то и соответствующие им произвольные постоянные имеют знаки $\pm C_i^M$ и $\pm C_i^Q$. При выводе общих выражений единичных перемещений $\delta_{ik}^{ц}$ знаки произвольных постоянных принимаем из расчета получения положительного результата. В прикладных же задачах знак δ_{ik} принимается положительным при совпадении направлений i и k и отрицательным, если эти направления противоположны:

$$\delta_{11}^{ц} = \vartheta^M = w' = -\frac{1}{K_п S^3}\cdot\frac{d^3M_1}{d\xi^3} =$$

$$= -\frac{2e^{-\xi}}{K_п S^3}\left[\left(-C_1^M\right)(\cos\xi - \sin\xi) + \left(-C_2^M\right)(\cos\xi + \sin\xi)\right] = \frac{4}{K_п S^3}.$$

Учитывая, что согласно (17.94)

$$K_п = \frac{4D}{S^4},$$

окончательно получим

$$\delta_{11}^{ц} = \delta_{MM}^{ц} = \frac{S}{D}. \tag{17.112}$$

Согласно предыдущему

$$S=\frac{\sqrt{r\delta}}{\sqrt[4]{\dfrac{3(1-\mu^2)}{(1-\mu\alpha)}}};\quad D=\frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$$

см. обозначения к (17.94) и (17.87);

$$\delta_{21}^{\text{ц}}=w^M=-\frac{1}{K_{\text{п}}S^2}\cdot\frac{d^2M_1}{d\xi^2}=$$

$$=-\frac{2e^{-\xi}}{K_{\text{п}}S^2}\left(C_1^M\sin\xi-C_2^M\cos\xi\right)=\frac{2}{K_{\text{п}}S^2}=\frac{S^2}{2D};$$

$$\delta_{21}^{\text{ц}}=\delta_{QM}^{\text{ц}}=\frac{S^2}{2D}. \tag{17.113}$$

Поворот ϑ и смещение w от $Q_1^0=\pm 1$ ($\delta_{12}^{\text{ц}}=\vartheta^Q$ и $\delta_{22}^{\text{ц}}=w^Q$) находим, подставив соответственно значения C_1^Q и C_2^Q из (17.111) в (17.106) и (17.105) с учетом (17.109) и (17.108):

$$\delta_{12}^{\text{ц}}=\vartheta^Q=w'=-\frac{1}{K_{\text{п}}S^3}\cdot\frac{d^3M_1}{d\xi^3}=$$

$$=-\frac{2e^{-\xi}}{K_{\text{п}}S^3}\left[C_1^Q(\cos\xi-\sin\xi)+\left(-C_2^Q\right)(\cos\xi+\sin\xi)\right]=\frac{2}{K_{\text{п}}S^2}=\frac{S^2}{2D};$$

$$\delta_{12}^{\text{ц}}=\delta_{MQ}^{\text{ц}}=\frac{S^2}{2D}=\delta_{21}^{\text{ц}}; \tag{17.114}$$

и

$$\delta_{22}^{\text{ц}}=w^Q=-\frac{1}{K_{\text{п}}S^2}\cdot\frac{d^2M_1}{d\xi^2}=$$

$$=-\frac{2e^{-\xi}}{K_{\text{п}}S^2}\left[\left(-C_1^Q\right)\sin\xi-C_2^Q\cos\xi\right]=\frac{2}{K_{\text{п}}S}=\frac{S^3}{2D};$$

$$\delta_{22}^{\text{ц}}=\delta_{QQ}^{\text{ц}}=\frac{S^3}{2D}. \tag{17.115}$$

Таким образом, краевая осесимметричная задача цилиндрической оболочки полностью решена. Материалы и решения краевой задачи для других оболочек приведены в главе 19.

В заключение уточним величину погрешностей в значениях единичных перемещений $\delta_{ik}^{\text{ц}}$ в результате неучета влияния на них продольных усилий N_1 (т. е. когда учитывается только влияние M_1 и Q_1).

Как упоминалось, величина S имеет следующие значения:

а) при учете влияния продольных сил N_1

$$S=\frac{\sqrt{r\delta}}{\sqrt[4]{\dfrac{3(1-\mu^2)}{(1-\mu\alpha)}}}, \tag{17.116}$$

где

$$\alpha=\frac{N_1}{N_2}\ [\text{см. (17.82)}];$$

б) если влияние продольных сил N_1 не учитывается,

$$S=\frac{\sqrt{r\delta}}{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}. \tag{17.117}$$

Рассмотрим только один, наиболее типичный пример — внутреннее давление p в замкнутом цилиндрическом сосуде.

При $\mu=0{,}3$ и $\alpha=0{,}5$ по формуле (17.116) получим $S=0{,}75\sqrt{r\delta}$. При $\mu=0{,}3$ и пренебрежении величиной α по формуле (17.117) $S=0{,}78\sqrt{r\delta}$.

Погрешность, вследствие того что α не учитывается, $\delta_{11}^{ц}$ имеет значение, преувеличенное на 4%; $\delta_{12}^{ц}$ и $\delta_{21}^{ц}$ имеет значение, преувеличенное на 8%, $\delta_{22}^{ц}$ имеет значение, преувеличенное на 12%.

Перемещения $\Delta_{iP}^{ц}$ цилиндрической оболочки от нагрузок. Данная задача в зависимости от вида загружения решается по-разному для каждого конкретного случая. Осесимметричные случаи решаются большей частью элементарными приемами. Здесь эти задачи приводятся для того, чтобы показать применение уравнений (17.104).

Рассмотрим основные системы цилиндрических оболочек (по терминологии метода сил строительной механики) для двух наиболее типичных конкретных случаев.

Случай 1 (рис. 17.9, *а*) — внутреннее давление p. Деформированное состояние показано пунктиром.

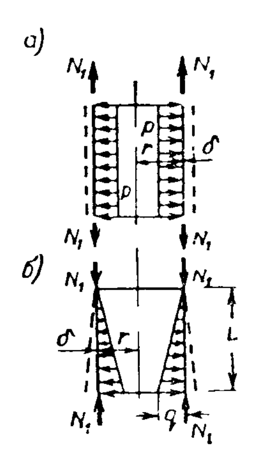


Рис. 17.9. Основные системы цилиндрических оболочек при осесимметричном загружении

а — внутренним давлением p; *б* — гидростатическим давлением q

Поворот края

$$\Delta_{1p}^{ц}=0. \qquad (17.118)$$

Радиальное перемещение края

$$\Delta_{2p}^{ц}=\frac{p}{K_п}, \qquad (17.119)$$

где

$$K_п=\frac{E\delta}{r^2(1-\mu\alpha)}; \quad \alpha=\frac{N_1}{N_2} \text{ — по предыдущему.}$$

а) При $N_1=0$ (открытый сосуд с механическим равномерным давлением на стенки) $\alpha=0$; $K_п=\frac{E\delta}{r^2}$;

$$\overline{\Delta}_{2p}^{ц}=\frac{pr^2}{E\delta}. \qquad (17.120)$$

б) При $N_1=0{,}5\,N_2$ (закрытый сосуд с равномерным всесторонним давлением)

$$\alpha=\frac{N_1}{N_2}=0{,}5; \quad K_п=\frac{E\delta}{r^2(1-\mu 0{,}5)};$$

$$\overline{\overline{\Delta}}_{2p}^{ц}=\frac{pr^2\left(1-\frac{\mu}{2}\right)}{E\delta}. \qquad (17.121)$$

При других значениях α можно получить другие соответствующие значения $\Delta_{2p}^{ц}$.

Случай 2 (рис. 17.9, *б*) — гидростатическое давление и осевое сжатие. Поворот края для верха и низа

$$\Delta_{1q}^{ц}\approx\frac{q}{K_п L}. \qquad (17.122)$$

Перемещение краев: верхнего $\Delta^{ц}_{2q}=0$, нижнего

$$\overline{\Delta}^{ц}_{2q}=\frac{q}{K_п}. \qquad (17.123)$$

Значения $K_п$ см. в случае 1.

Безмоментная теория оболочек

Строгие понятия и формулировки безмоментного напряженного состояния приведены в монографии А. Л. Гольденвейзера [32].

Уравнения безмоментной теории можно получить, приняв в уравнениях (17.3)—(17.19) и (17.21)—(17.39) $M_1=M_2=M_{21}=M_{12}=Q_1=Q_2=0$.

В связи с прикладным характером данной монографии упомянутые уравнения не приводятся. Решения для практического применения даются в § 3, а также в главе 19.

Многие осесимметричные задачи безмоментного состояния можно решить элементарным путем. Безмоментное состояние таких оболочек является их основным наиболее распространенным состоянием.

§ 3. ЗАДАЧИ О СИММЕТРИЧНЫХ ОБОЛОЧКАХ И ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Значительная часть задач о симметричных оболочках и воздействиях, в том числе о силовом и температурном краевом эффекте, рассмотрена в главах 19 и 20.

Переходим к рассмотрению симметричных задач безмоментного состояния для отдельных конкретных видов оболочек.

Цилиндрическая оболочка

а) Замкнутая цилиндрическая оболочка, загруженная внутренним давлением p (рис. 17.9, *а*)

Перемещения см. в (17.118) и (17.119).

б) Открытая цилиндрическая оболочка, загруженная механическим равномерным радиальным давлением, p на боковые стенки (продольные усилия N_1 отсутствуют)

Меридиональные напряжения у края $\sigma^{ц}_{1p}=0$.

Меридиональные напряжения вдали от края

$$\sigma^{ц}_{1p}=\mu\frac{pr}{\delta}. \qquad (17.124)$$

Кольцевые напряжения

$$\sigma^{ц}_{2p}=\frac{pr}{\delta}. \qquad (17.125)$$

Здесь δ — толщина цилиндрической оболочки; μ — коэффициент Пуассона.

Перемещения см. в (17.113).

в) Гидростатическое давление и осевое сжатие N_1 в открытой оболочке (рис. 17.9, *б*)

Меридиональное напряжение

$$\sigma^{ц}_{1г}=\frac{N_1}{\delta}. \qquad (17.126)$$

Кольцевое напряжение на расстоянии x от верха

$$\sigma_{2г}^{ц} = \frac{\gamma x r}{\delta}. \qquad (17.127)$$

Перемещения см. в (17.114) и (17.115).

Коническая оболочка

а) Сосредоточенный груз, приложенный к вершине конуса (рис. 17.10, *а*)

Напряжения на расстоянии x от вершины в отдалении от основания (от края):

меридиональные

$$\sigma_{1P}^{к} = \frac{P}{2\pi x \cos 0\delta}; \qquad (17.128)$$

кольцевые

$$\sigma_{2P}^{к} = \mu\sigma_{1P}^{к}. \qquad (17.129)$$

Приращение радиуса Δr_x в плоскости, параллельной основанию на расстоянии x от вершины:

$$\Delta r_x = \frac{\mu P r_x^2 \operatorname{tg}\beta}{2\pi E\delta x^2 \cos\beta}. \qquad (17.130)$$

Угол поворота (от оси)

$$\varphi_x = \frac{P r_x^2 \operatorname{tg}\beta}{2\pi x^3 E\delta \cos\beta}. \qquad (17.131)$$

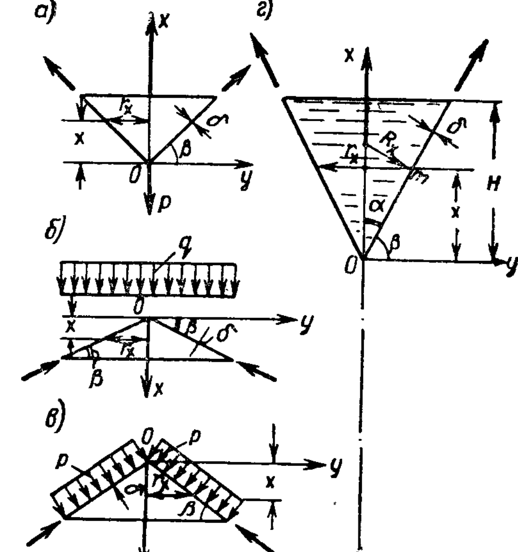


Рис. 17.10. Расчетные схемы для определения напряжений и перемещений безмоментного состояния конических оболочек при различных загружениях

а — сосредоточенная сила в вершине P; *б* — равномерная нагрузка на горизонтальной проекции q; *в* — наружное равномерное давление p; *г* — гидростатическое давление

б) Равномерная нагрузка q по проекции конического покрытия (рис. 17.10, *б*)

Напряжения на расстоянии x от вершины в отдалении от основания (от края):

меридиональные

$$\sigma_{1q}^{к} = -\frac{qx}{2\delta} \cdot \frac{\cos\beta}{\sin^2\beta}; \qquad (17.132)$$

кольцевые

$$\sigma_{2q}^{к} = -\frac{qx}{\delta} \cdot \frac{\cos^3\beta}{\sin^2\beta}. \qquad (17.133)$$

Укорочение радиуса в плоскости, параллельной основанию на расстоянии x от вершины:

$$\Delta r_x = -\frac{q r_x^2}{E\delta}\left(1 - \frac{\mu}{2\cos^2\beta}\right)\sin\beta \operatorname{ctg}^2\beta. \qquad (17.134)$$

Угол поворота образующей по направлению к оси на уровне с координатой x:

$$\varphi_x = \frac{qr_x^2}{xE\delta}\left[\frac{1}{2} + \mu - (2+\mu)\cos^2\beta\right]\frac{1}{\sin\beta}. \qquad (17.135)$$

в) Равномерное внешнее давление p, нормальное поверхности (рис. 17.10, *в*)

Безмоментные напряжения на расстоянии x от вершины, достаточно удаленном от края:

меридиональные

$$\sigma_{1p}^{к} = -\frac{px}{2\delta}\cdot\frac{\cos\beta}{\sin^2\beta}; \qquad (17.136)$$

кольцевые

$$\sigma_{2p}^{к} = -\frac{px}{\delta}\cdot\frac{\cos\beta}{\sin^2\beta}. \qquad (17.137)$$

Приращение (укорочение) радиуса в плоскости, параллельной основанию на расстоянии x от вершины:

$$\Delta r_x = -\frac{pr_x^2}{E\delta}\left(1-\frac{\mu}{2}\right)\frac{1}{\sin\beta}. \qquad (17.138)$$

Угол поворота образующей (в направлении к оси) на уровне x от вершины

$$\varphi_x = \frac{3pr_x^2}{2xE\delta}\cdot\frac{1}{\sin\beta}. \qquad (17.139)$$

При обратном направлении нагрузки знаки напряжений и направления перемещений меняются на обратные.

г) Коническая оболочка, загруженная гидростатическим давлением (рис. 17.10, *г*)

Напряжения в точке m на расстоянии x от вершины:

меридиональные

$$\sigma_{1г}^{m} = \frac{\gamma x\left(H - \frac{2}{3}x\right)\operatorname{tg}\alpha}{2\delta\cos\alpha}; \qquad (17.140)$$

кольцевые

$$\sigma_{2г}^{m} = \frac{\gamma(H-x)\,x\operatorname{tg}\alpha}{\delta\cos\alpha}, \qquad (17.141)$$

где γ — объемный вес жидкости.

Отношение напряжений

$$\frac{\sigma_{2г}^{m}}{\sigma_{1г}^{m}} = \frac{3(H-x)}{1{,}5H - x}. \qquad (17.142)$$

Наибольшие напряжения:

меридиональные

$$\sigma_{1г}^{макс} = \frac{3\gamma H^2\operatorname{tg}\alpha}{16\delta\cos\alpha}\left(при\ x = \frac{3}{4}H\right); \qquad (17.143)$$

кольцевые

$$\sigma_{2г}^{макс} = \frac{\gamma H^2\operatorname{tg}\alpha}{4\delta\cos\alpha}\left(при\ x = \frac{H}{2}\right). \qquad (17.144)$$

Отношение наибольших напряжений

$$\frac{\sigma_{2\text{г}}^{\text{макс}}}{\sigma_{1\text{г}}^{\text{макс}}} = \frac{4}{3}. \qquad (17.145)$$

Усеченная коническая оболочка

а) Нагрузки от равномерного давления p на стенки в открытом сосуде (рис. 17.11, a)

Напряжения безмоментного состояния на расстоянии x от точки пересечения продолжения образующих:

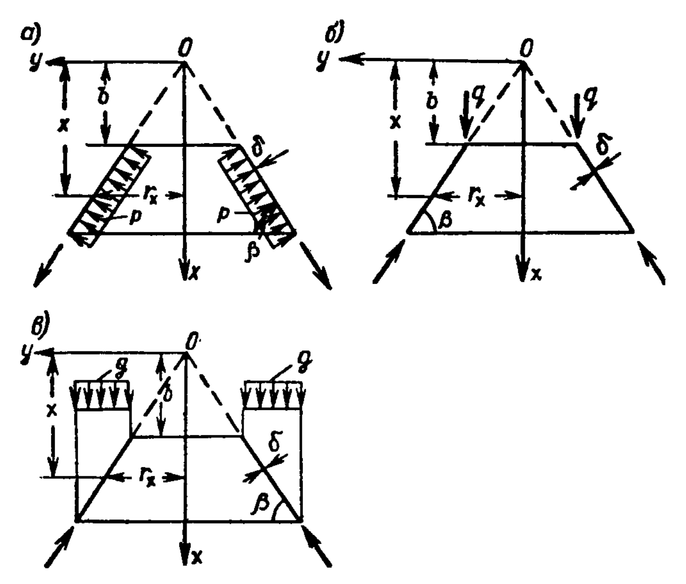


Рис. 17.11. Расчетные схемы для определения напряжений и перемещений безмоментного состояния усеченных конических оболочек при различных загружениях

а — внутреннее давление *p*; *б* — равномерная нагрузка *q* по кольцу верхнего края; *в* — равномерная нагрузка по горизонтальной проекции *g*

меридиональные напряжения

$$\sigma_{1p}^{\text{ук}} = \frac{px}{2\delta}\left(1 - \frac{b^2}{x^2}\right)\frac{\cos\beta}{\sin^2\beta}; \qquad (17.146)$$

кольцевые напряжения

$$\sigma_{2p}^{\text{ук}} = \frac{px}{\delta}\cdot\frac{\cos\beta}{\sin^2\beta}. \qquad (17.147)$$

Приращение радиуса в плоскости, параллельной основаниям конуса:

$$\Delta r_x = \frac{pr_x^2}{2E\delta}\left[2 + \mu\left(\frac{b^2}{x^2} - 1\right)\right]\frac{1}{\sin\beta}. \qquad (17.148)$$

Угол поворота (в направлении от оси)

$$\varphi_x = \frac{pr_x^2}{2xE\delta}\left(3 + \frac{b^2}{x^2}\right)\frac{1}{\sin\beta}. \qquad (17.149)$$

б) Равномерная нагрузка q по верхнему краю (рис. 17.11, *б*)

Безмоментные напряжения на расстоянии x от точки O:
меридиональное

$$\sigma_{1q}^{\text{ук}} = -\frac{qb}{x\delta\sin\beta}; \qquad (17.150)$$

кольцевое

$$\sigma_{2q}^{\text{ук}} = \mu\sigma_{1q}^{\text{ук}}. \qquad (17.151)$$

Приращение горизонтального радиуса

$$\Delta r_x = -\frac{\mu bqr_x^2}{x^2E\delta}\cdot\frac{1}{\cos\beta}. \qquad (17.152)$$

Поворот (к оси)

$$\varphi_x = \frac{bqr_x^2}{x^2E\delta}\cdot\frac{1}{\cos\beta}. \qquad (17.153)$$

в) Равномерная нагрузка q по проекции на горизонтальную плоскость (рис. 17.11, *в*)

Безмоментные напряжения на расстоянии x от точки O:
меридиональное

$$\sigma_{1g}^{\text{ук}} = -\frac{gx}{2\delta}\left(1-\frac{b^2}{x^2}\right)\frac{\cos^3\beta}{\sin^2\beta}; \qquad (17.154)$$

кольцевое

$$\sigma_{2g}^{\text{у.к}} = -\frac{gx}{\delta}\cdot\frac{\cos^3\beta}{\sin^2\beta}. \qquad (17.155)$$

Приращение горизонтального радиуса

$$\Delta r_x = -\frac{gr_x^2}{E\delta}\left[1-\frac{\mu}{2\cos^2\beta}\left(1-\frac{b^2}{x^2}\right)\right]\sin\beta\,\mathrm{ctg}^2\beta. \qquad (17.156)$$

Поворот (к оси)

$$\varphi_x = \frac{gr_x^2}{xE\delta}\left[\frac{1}{2}\left(1-\frac{b^2}{x^2}\right)+\mu-(2+\mu)\cos^2\beta\right]\frac{1}{\sin\beta}. \qquad (17.157)$$

Сферическая оболочка

а) Замкнутая сферическая оболочка (шар), загруженная внутренним давлением p

Безмоментные напряжения

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma = \frac{p\rho}{2\delta}; \qquad (17.158)$$

Приращение радиуса

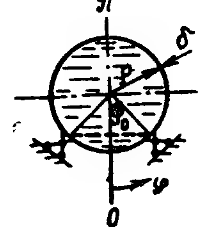
$$\Delta\rho = \frac{p\rho^2}{2E\delta}(1-\mu). \qquad (17.159)$$

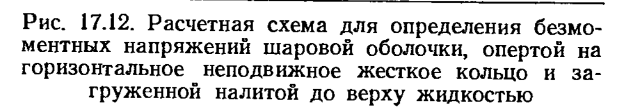
б) Определение напряжений безмоментного состояния от веса жидкости в сферической оболочке при полном заполнении и опирании по кольцу на уровне φ_0 (рис. 17.12)

В работе А. Г. Соколова [123] доказывается, что наибольшими для любой точки сферического сосуда будут безмоментные напряжения

при полном заполнении, а также даются значения безмоментных напряжений для любых точек, удаленных от опорного кольца. Определение моментного и смешанного состояния краевого эффекта в зоне опорного кольца и других характерных местах представляет отдельную задачу, подробное решение которой дано в главе 19.

Значения напряжений безмоментного состояния в меридиональном направлении σ_1 и в кольцевом σ_2 даны в функции от угла φ при заданном объемном весе жидкости γ; угол φ меняется от 0 до π согласно рис. 17.12, где φ_0 характеризует место расположения сплошного опорного кольца. Знак плюс соответствует растяжению.




Рис. 17.12. Расчетная схема для определения безмоментных напряжений шаровой оболочки, опертой на горизонтальное неподвижное жесткое кольцо и загруженной налитой до верху жидкостью

Значения напряжений

1. Для точек нижней зоны, характеризуемых угловой координатой $\varphi < \varphi_0$:

меридиональное напряжение

$$\sigma'_{1ж} = \left(5 + \frac{2\cos^2\varphi}{1+\cos\varphi}\right)\frac{\gamma\rho^2}{6\delta}; \qquad (17.160)$$

кольцевое напряжение

$$\sigma'_{2ж} = \frac{\gamma\rho^2}{\delta}(1+\cos\varphi) - \sigma'_1. \qquad (17.161)$$

2. Для точек верхней зоны, характеризуемых угловой координатой $\varphi > \varphi_0$:

меридиональное напряжение

$$\sigma''_{1ж} = \left(1 - \frac{2\cos^2\varphi}{1-\cos\varphi}\right)\frac{\gamma\rho^2}{6\delta}; \qquad (17.162)$$

кольцевое напряжение

$$\sigma''_{2ж} = \frac{\gamma\rho^2}{\delta}(1+\cos\varphi) - \sigma''_{1ж}. \qquad (17.163)$$

в) Определение напряжений безмоментного состояния от собственного веса сферической оболочки при опирании по кольцу (рис. 17.12)

1. Для точек нижней зоны, характеризуемых угловой координатой $\varphi < \varphi_0$:

меридиональное напряжение

$$\sigma'_{1с.в} = \frac{\gamma_м\rho}{1+\cos\varphi}; \qquad (17.164)$$

кольцевые напряжения

$$\sigma'_{2с.в} = \gamma_м\rho\cos\varphi - \frac{\gamma_м\rho}{1+\cos\varphi}. \qquad (17.165)$$

2. Для точек верхней зоны, характеризуемых угловой координатой $\varphi > \varphi_0$:

меридиональные напряжения

$$\sigma''_{1с.в} = -\frac{\gamma_м \rho}{1-\cos\varphi}; \tag{17.166}$$

кольцевые напряжения

$$\sigma''_{2с.в} = \gamma_м \rho \cos\varphi + \frac{\gamma_м \rho}{1-\cos\varphi}, \tag{17.167}$$

где $\gamma_м$ — объемный вес стали как материала оболочки.

г) Сферическое днище сосуда в виде шарового сегмента под воздействием гидростатического давления (рис. 17.13)

Безмоментные напряжения в точке m:
меридиональные

$$\sigma_{1г} = \frac{Q_x}{2\pi x \delta \cos\alpha}; \tag{17.168}$$

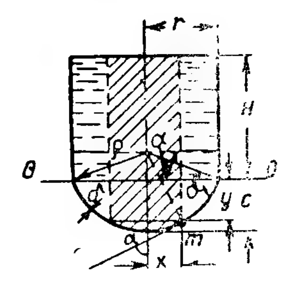


Рис. 17.13. Расчетная схема для определения безмоментных напряжений в сферическом днище сосуда, загруженного гидростатическим давлением

кольцевые

$$\sigma_{2г} = \gamma (H+y)\frac{\rho}{\delta} - \sigma_{1г}^{с.д}, \tag{17.169}$$

где γ — объемный вес жидкости; Q — вес жидкости, находящейся в заштрихованном объеме радиуса x (цилиндрическая часть и сегмент).

Наибольшие напряжения будут в нижней точке

$$\sigma_{1г}^{макс} = \sigma_{2г}^{макс} = \frac{\gamma (H+c)\rho}{2\delta}. \tag{17.170}$$

Сжимающее кольцевое усилие на уровне 0—0 сопряжения днища с цилиндрической частью

$$N = \frac{Q}{2\pi}\operatorname{tg}\alpha_1, \tag{17.171}$$

где Q — вес жидкости в сосуде (полный вес).

д) Сферическое полушаровое днище под воздействием гидростатического давления

В этом случае воспользуемся рис. 17.13, но примем $c=\rho=r$. Безмоментные напряжения в точке m:
меридиональные

$$\sigma_{1г}^{0} = \frac{\gamma r H}{2\delta} + \frac{\gamma r^2 (1+\sin\alpha+\sin^2\alpha)}{3\delta(1+\sin\alpha)}; \tag{17.172}$$

кольцевые

$$\sigma_{2г}^{0} = \frac{\gamma r H}{2\delta} + \frac{\gamma r^2}{3\delta}\left(2\sin\alpha - \frac{1}{1+\sin\alpha}\right). \tag{17.173}$$

Отношения напряжений при полушаровом днище:

при $\alpha = 0,\quad \frac{\sigma^0_{2г}}{\sigma^0_{1г}} = \frac{1,5H - r}{1,5H + r}$; при $\alpha = \frac{\pi}{2}\quad \frac{\sigma^0_{2г}}{\sigma^0_{1г}} = 1.$

Наибольшие напряжения в нижней точке шарового днища

$$\left(\sigma^{макс}_{1г}\right)' = \left(\sigma^{макс}_{2г}\right)' = \frac{\gamma (H + r) r}{2\delta}. \qquad (17.174)$$

Сферический сегмент (рис. 17.14)

а) Загрузка собственным весом g, равномерно распределенным по поверхности (рис. 17.14, *а*)

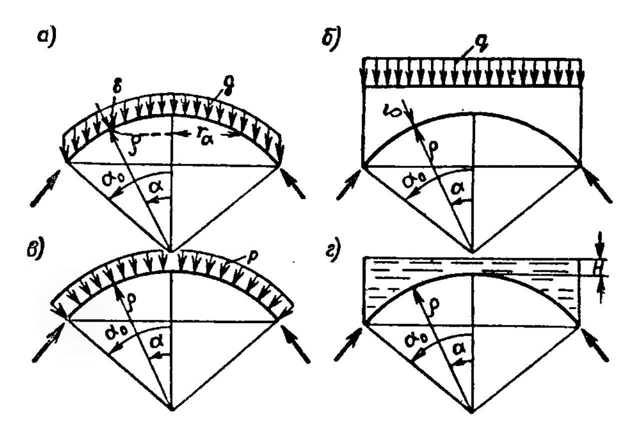


Рис. 17.14. Расчетные схемы для определения напряжений и перемещений безмоментного состояния оболочек, имеющих форму сферических сегментов, при различных случаях загружения

а — равномерное загружение силами тяжести g (собственный вес); *б* — равномерное загружение q по горизонтальной проекции; *в* — равномерное наружное радиальное давление p; *г* — гидростатическое давление снаружи

Безмоментные напряжения в точках с угловой координатой α:
меридиональные

$$\sigma^c_{1g} = -\frac{g\rho}{\delta (1 + \cos\alpha)}; \qquad (17.175)$$

кольцевые

$$\sigma^c_{2g} = \frac{g\rho}{\delta}\left(\frac{1}{1 + \cos\alpha} - \cos\alpha\right). \qquad (17.176)$$

Приращение радиуса в горизонтальной плоскости

$$\Delta r_\alpha = \frac{g\rho^2}{E\delta}\left(\frac{1 + \mu}{1 + \cos\alpha} - \cos\alpha\right)\sin\alpha. \qquad (17.177)$$

Поворот меридиана (или сечения) по направлению к оси

$$\varphi_\alpha = \frac{g\rho}{E\delta}(2 + \mu)\sin\alpha. \qquad (17.178)$$

б) Равномерно распределенная по проекции нагрузка (рис. 17.14, *б*)

Меридиональные и кольцевые безмоментные напряжения в точках с угловой координатой α:

$$\sigma^c_{1q} = \sigma^c_{2q} = -\frac{q\rho}{2\delta}. \qquad (17.179)$$

Приращение радиуса в горизонтальной плоскости

$$\Delta r_\alpha = \frac{q\rho^2}{E\delta}\left(\frac{1+\mu}{2} - \cos^2\alpha\right)\sin\alpha. \qquad (17.180)$$

Поворот меридиана (или сечения) по направлению к оси

$$\varphi_\alpha = \frac{q\rho}{E\delta}(3+\mu)\sin\alpha\cos\alpha. \qquad (17.181)$$

в) Загрузка внешним равномерным радиальным давлением (рис. 17.14, *в*)

Безмоментные меридиональные и кольцевые напряжения

$$\sigma_{1p}^{c} = \sigma_{2p}^{c} = -\frac{p\rho}{2\delta}. \qquad (17.182)$$

Приращение радиуса, расположенного в плоскости горизонтального сечения:

$$\Delta r_\alpha = -\frac{p\rho^2}{2E\delta}(1-\mu)\sin\alpha. \qquad (17.183)$$

Повороты касательных к меридиану и поворотов сечений отсутствуют.

г) Загрузка гидростатическим давлением (рис. 17.14, *г*)

Напряжения безмоментного состояния:
меридиональные

$$\sigma_{1\text{г}}^{c} = -\frac{\gamma\rho^2}{2\delta}\left[\frac{3H}{\rho} + \left(1 - 2\frac{\cos^2\alpha}{1+\cos\alpha}\right)\right]; \qquad (17.184)$$

кольцевые

$$\sigma_{2\text{г}}^{c} = -\frac{\gamma\rho^2}{\delta}\left[\frac{H}{\rho} + (1-\cos\alpha)\right] - \sigma_{1\text{г}}^{c}. \qquad (17.185)$$

Приращение радиуса, лежащего в плоскости горизонтального сечения:

$$\Delta r_\alpha = -\gamma\frac{\rho^3}{E\delta}\cdot\frac{\sin\alpha}{2}\left[\frac{H}{\rho}(1-\mu) + \right.$$
$$\left. + (1-\cos\alpha)\left(2 - \frac{1+\mu}{3}\cdot\frac{1+2\cos\alpha}{1+\cos\alpha}\right)\right]. \qquad (17.186)$$

Поворот сечения (от центра)

$$\varphi_\alpha = -\frac{\gamma\rho^2}{E\delta}\sin\alpha. \qquad (17.187)$$

Получение напряжений и перемещений от других случаев загружения можно определить путем различных комбинаций из приведенных выше загружений и алгебраического сложения полученного эффекта для упругой стадии работы.

Глава 18
УСТОЙЧИВОСТЬ ОБОЛОЧЕК И КОЛЕЦ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ОБЗОР СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

В строительной механике оболочек под «устойчивостью при сжатии» понимается устойчивость процесса изменения их деформаций, являющихся в устойчивом состоянии непрерывными функциями от воздействий.

При этом малому изменению силовых воздействий соответствует и малое изменение деформаций. Если при плавном и малом изменении

силовых воздействий возникает явление резкого (скачкообразного) изменения формы равновесного состояния оболочки или величины деформаций, то это явление рассматривается как потеря устойчивости.

Нагрузки и напряжения в момент потери устойчивости называются критическими. Существуют понятия о потере устойчивости первого и второго рода.

Потеря устойчивости первого рода характерна раздвоением формы равновесия — бифуркацией. При этом в критическом состоянии могут существовать две формы равновесия оболочки: начальная (проектная) и вторая (искривленная). Переход от начальной формы равновесия во вторую при потере устойчивости происходит не плавно, а скачкообразно: имеет место хлопок или прощелкивание. В критическом состоянии хлопок в новую форму равновесия может произойти под влиянием сколь угодно малого воздействия.

Потерю устойчивости первого рода называют еще эйлеровой потерей устойчивости. Задачи о потере устойчивости первого рода до недавнего времени решались главным образом на основе классической линейной теории. При этом рассматривались малые перемещения или малые изменения энергии идеальных оболочек. К упомянутым задачам относится также известное понятие о рассмотрении устойчивости в малом.

Критическое напряжение, соответствующее прямому хлопку из начального во второе состояние или форму равновесия при эйлеровой потере устойчивости, называется «верхним критическим напряжением $\sigma_к^в$».

После эйлеровой потери устойчивости первого рода и хлопка во вторую форму равновесия развиваются значительные (конечные) перемещения и упруго-пластическое напряженное состояние; происходят также значительные изменения энергии системы.

Переход в упруго-пластическое состояние позволяет оболочке внутренней энергией вновь уравновесить работу внешних сил в новых, менее благоприятных условиях, когда поверхность оболочки искривлена.

Поэтому дальнейший анализ процесса изменения деформированного и напряженного «закритического» состояния системы производится в геометрически и физически нелинейной постановке; рассматривается так называемая задача об устойчивости в большом. При дальнейшем плавном приращении нагрузок некоторое время может вновь происходить постепенное нарастание деформаций в упруго-пластической стадии работы, причем характер формы искривленной поверхности оболочки качественно не изменяется, а нарастают величины прогибов и искривлений. При достижении пропорционально возрастающей нагрузкой некоторого нового, т. е. уже второго, критического значения происходит потеря устойчивости второго рода, вновь сопровождающаяся бурным (скачкообразным) количественным нарастанием деформаций и практическим разрушением оболочки.

Рассмотрим другую постановку задачи: что произойдет, если после потери эйлеровой упругой устойчивости первого рода и хлопка во вторую (искривленную) форму равновесия нагрузка не увеличивается, а, наоборот, уменьшается. Если в закритическом состоянии у оболочки осталось еще заметное упругое ядро, то с уменьшением нагрузки должен произойти обратный хлопок оболочки в исходное состояние. Однако при достаточно малом уменьшении нагрузок такого хлопка может сразу и не произойти. Нагрузку нужно заметно уменьшить для того, чтобы хватило потенциальной энергии у оставшейся (уменьшенной) части упругого ядра одновременно поднять нагрузку в исходное состояние и распрямить остаточные деформации, возникшие при первом хлопке в закритическую область.

Напряжение оболочки, соответствующее состоянию ее обратного хлопка из закритического в исходное состояние, называется «нижним

критическим напряжением $\sigma_к^н$». Наименьшая воспринимаемая оболочкой нагрузка при закритической деформации называется нижней критической в отличие от верхней критической нагрузки, при которой происходит потеря устойчивости основной формы.

По физическому смыслу наименьшие реально возможные значения верхних критических напряжений $\sigma_к^в$ при потере упругой эйлеровой устойчивости первого рода должны в принципе рассматриваться как предельное состояние оболочки, характеризуемое снижением или потерей ее эксплуатационных качеств с появлением возможных, но устранимых при ремонте повреждений.

Потеря устойчивости второго рода характеризует уже другое, а именно аварийное состояние, и как расчетная категория применяться при проектировании не может.

Верхние критические напряжения $\sigma_к^в$ для идеальных оболочек, определенные по линейной теории, к сожалению, значительно отличаются от данных эксперимента и притом не в запас прочности. Так, например, для цилиндрических оболочек при осевом сжатии экспериментальные критические напряжения составляют лишь 10—30% соответствующих теоретических напряжений, определенных по линейной теории для идеальной оболочки по известной формуле

$$\sigma_к^в = 0{,}605\frac{E\delta}{r}, \qquad (18.1)$$

где E — модуль упругости; δ — толщина оболочки; r — радиус оболочки.

Можно привести и другие аналогичные примеры.

Объясняется это большое расхождение тем, что сжатые оболочки с точки зрения их устойчивости очень чувствительны к начальным дефектам и отступлениям от правильной геометрической формы, а также к начальным напряжениям. Этим главным образом и объясняется несоответствие данных линейной теории экспериментальным результатам.

Вследствие изложенного в практике проектирования применяются результаты исследования оболочек в закритической области по нелинейной теории и в качестве предельного состояния по устойчивости берется нижнее критическое напряжение $\sigma_к^н$, соответствующее состоянию «обратного хлопка».

Таким в принципе неправомерным и искусственным подходом к расчету устойчивости дается как бы «оценка снизу» возможного влияния на критические напряжения погрешностей формы и начальных напряжений. Физически эта предпосылка не оправдывается, так как ясно, что в конструкции не должно быть не только обратного хлопка, но недопустим как предельное состояние и прямой хлопок.

Кроме этого, величина $\sigma_к^н$ зависит не только от степени точности общего решения (которая с применением ЭЦВМ может быть достаточно высока), но и от отношения $W_{макс}/\delta$ наибольших прогибов искривлений оболочки к ее толщине.

Последняя величина задается волевым способом, а с увеличением ее напряжение $\sigma_к^н$ стремится к нулю. Таким образом, практически величина $\sigma_к^н$ может считаться удовлетворительной, когда она просто совпадает с данными эксперимента. Отступление от изложенных принципиальных положений не может быть оправдано «уровнем теории».

Первая капитальная работа по определению верхних критических напряжений $\sigma_к^в$ с учетом начальных несовершенств принадлежит Донелу и Уану (1950 г.). Далее вопрос был развит Лу Цзу-дао [23, 24].

Эти авторы решали задачу о потере устойчивости первого рода в нелинейной постановке. В качестве начальной поверхности они задавались некоторой регулярной поверхностью, имеющей форму, аналогич-

ную той, которую приобретает оболочка при хлопке в закритическую область. В натуре, однако, оболочек такой формы промышленность не выпускает. Поэтому исходные предпосылки этих работ условны и результаты могут быть удовлетворительными, если параметры искривлений оболочки подобраны в соответствии с экспериментальными данными.

Регулярные статистические исследования производственных дефектов оболочек пока не ведутся, и нормативные указания построены с учетом материалов экспериментальных исследований и натурных наблюдений.

Обследования реальных конструкций показывают, что фактические начальные прогибы не имеют регулярного характера вдоль длин образующих и носят локальный характер, распространяясь в ограниченной области вдоль конструкции. Советский ученый С. Н. Кан [95, 134, 135] доказывает возможность определения действительного критического напряжения $\sigma_к^в$ при рассмотрении части реальной оболочки в пределах длины одной осесимметричной вмятины вдоль направляющей (например, по кольцевому сварному шву, у кольца жесткости и др.).

Методика расчета приводится в § 3. Она позволяет определять критические напряжения с учетом конкретных заданных дефектов производства, являющихся достаточно типичными.

Таким образом, в настоящее время наметился принципиальный подход к решению задачи и сделаны первые шаги для определения действительного предельного состояния оболочек в результате потери устойчивости при сжатии.

Этот подход заключается в правильном определении наименьших возможных значений верхних критических напряжений $\sigma_к^в$ с учетом действительных типичных погрешностей формы и возможных начальных напряжений.

Остановимся кратко на критериях и методах исследования устойчивости в строительной механике.

Статический критерий устойчивости заключается в исследовании условий, при которых наряду с начальным состоянием равновесия возникают новые равновесные формы.

Динамический критерий устойчивости содержит анализ движения системы, вызываемого малыми возмущениями начального равновесия. При этом безразличному состоянию равновесия соответствует нулевое значение частоты малых колебаний.

Энергетический критерий устойчивости состоит в исследовании перехода от начального равновесного состояния к другому с определением потенциальной энергии деформации, а также работы внешних сил.

Если потенциальная энергия оказывается больше работы внешних сил, то система вернется в исходное положение, что соответствует устойчивому равновесию. Признаком устойчивого или неустойчивого равновесия является соответственно наличие минимума или максимума потенциальной энергии.

В соответствии с избранным критерием устойчивости выбирается и метод исследования.

При статическом или динамическом критерии устойчивости исходят из дифференциальных уравнений равновесия или движения для отклоненных положений с последующим непосредственным интегрированием этих уравнений. Однако этот путь возможен для сравнительно простых задач.

Поэтому применяются приближенные методы решения, в том числе: вариационные, конечных разностей, последовательных приближений, замены дифференциальных уравнений интегральными, исследования локальной устойчивости, метод проб и др.

При энергетических критериях устойчивости составляются выражения для потенциальной энергии деформации и работы внешних сил.

В линейных задачах производится простое сопоставление этих величин. В других, более сложных случаях применяются методы Ритца — Тимошенко, Бубнова — Галеркина, метод проб и др.

Экспериментальные методы исследований применяются при различных критериях устойчивости и являются весьма распространенными и важными.

Существует также ряд прикладных инженерных способов аналитических исследований, которые позволяют получать приближенные, зачастую достаточно достоверные результаты.

К ним относятся, в частности, так называемые «прочностные методы» решения задач устойчивости, основанные на статическом критерии устойчивости, когда в качестве предельного состояния принимается упруго-пластическое равновесное состояние оболочки (см. § 3). Инженерными методами в силу необходимости приходится решать очень многие конкретные задачи, выдвигаемые практикой.

Рамки данной книги не позволяют дать более подробный обзор методов решения задач устойчивости. Поэтому мы вынуждены отослать читателя к литературе [12, 23 и др.].

Под общей потерей устойчивости обычно подразумевают выпучивание целого стержня или потерю устойчивости всей системы. Местной потерей устойчивости называют локальное выпучивание стенки или ее части. Между общей и местной устойчивостью нет принципиального различия. Деление обусловлено исключительно тем, что в пределах малых волн, свойственных «местной» потере устойчивости, поведение упругой системы может быть проанализировано при помощи упрощенных уравнений теории пологих оболочек.

Сформулируем в заключение, как рассматривать критические напряжения с точки зрения методики расчета по предельным состояниям и СНиП II-В.3-62*.

Критические напряжения оболочки (σ_{01} — меридиональные и σ_{02} — кольцевые) при расчете рассматриваются как расчетное сопротивление оболочки R и с ними сравниваются действительные напряжения, полученные с учетом коэффициентов предельных состояний. При этом несущая способность по устойчивости определяется по формулам

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_1^{н} n}{m} \leqslant \sigma_{01} = R \text{ или } \sigma_2 = \frac{\sigma_2^{н} n}{m} \leqslant \sigma_{02} = R,$$

или

$$\sigma = \frac{\sigma^{н} n}{m} \leqslant \sigma_0 = R \text{ (когда у сферы } \sigma_1 = \sigma_2 \text{ и } \sigma_{01} = \sigma_{02}), \qquad (18.2)$$

где σ_1 и σ_2 — соответственно меридиональное и кольцевое расчетные напряжения оболочки или σ для сферической оболочки;

$\sigma^{н}$ и σ_2 — нормативные меридиональное и кольцевое напряжения оболочки (или $\sigma^{н}$ для сферической оболочки);

n — коэффициент перегрузки;

m — коэффициент условий работы;

σ_{01} и σ_{02} — соответственно кольцевое и меридиональное критические напряжения оболочки (или σ_0 — для сферической оболочки), полученные тем или иным методом, признанным правильным и соответствующим нормам проектирования;

R — расчетное сопротивление материала.

Для колец вместо σ_{01} и σ_{02} принимается обозначение критического напряжения (расчетного сопротивления) $\sigma_к$.

Критические нагрузки обозначаются p_{01}, p_{02}, p_0, $p_к$ или q_{01}, q_{02}, q_0, $q_к$; критические усилия — N_{01}, N_{02}, N_0, $N_к$.

§ 2. УСТОЙЧИВОСТЬ КОЛЕЦ

Устойчивость кольца при равномерном радиальном сжатии (рис. 18.1)

Рассматривается кольцо геометрически правильной круговой формы. Задача в линейной постановке решена С. П. Тимошенко [133] и Буссине.

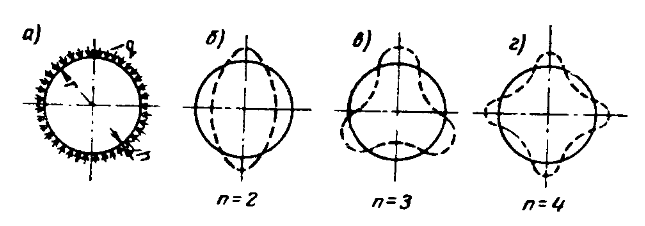


Рис. 18.1. Схема кольца при равномерном радиальном сжатии

а — эпюра нагрузки; *б* — форма потери устойчивости при числе полуволн $n=2$; *в* — то же, при $n=3$; *г* — то же, при $n=4$

1. **Потеря устойчивости в плоскости кольца.** Для кольца произвольного сечения значение критических напряжений

$$\sigma_к = \frac{q_к r}{F} = \frac{N_к}{F} = \frac{(n^2-1)EJ_x}{r^2F}. \tag{18.3}$$

Для кольца прямоугольного сечения шириной, равной единице, и высотой h критические напряжения равны:

$$\sigma_к = \frac{q_к r}{h} = \frac{N_к}{h} = \frac{(n^2-1)Eh^2}{12r^2}. \tag{18.4}$$

В формулах (18.3) и (18.4): F — площадь сечения; E — модуль упругости; J_x — момент инерции сечения кольца при изгибе в его плоскости; n — число полуволн кольца при потере устойчивости; остальные обозначения видны из рисунка, а также по тексту и приведены в конце § 1.

В частных случаях при $n=2$, 3, 4, из выражений (18.3) и (18.4) получим:

при $n=2$ (рис. 18.1, *б*)

$$\sigma_к = \frac{3EJ_x}{r^2F}; \quad (18.3') \qquad \sigma_к = \frac{Eh^2}{4r^2}; \quad (18.4')$$

при $n=3$ (рис. 18.1, *в*)

$$\sigma_к = \frac{8EJ_x}{r^2F}; \quad (18.3'') \qquad \sigma_к = \frac{2Eh^2}{3r^2}; \quad (18.4'')$$

при $n=4$ (рис. 18.1, *г*)

$$\sigma_к = \frac{15EJ_x}{r^2F}; \quad (18.3''') \qquad \sigma_к = \frac{5Eh^2}{4r^2}. \text{ и т. д.} \quad (18.4''')$$

2. **Потеря устойчивости из плоскости кольца.** Критическое напряжение при потере устойчивости свободного кольца из его плоскости

$$\sigma_к' = \frac{9}{4+\gamma} \cdot \frac{EJ_y}{r^2F}, \tag{18.5}$$

где J_y — момент инерции сечения кольца из его плоскости;

$$\gamma = \frac{EJ_y}{GJ_к} = \frac{J_y}{J_к} 2(1+\mu);$$

$G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ — модуль сдвига; μ — коэффициент поперечной деформации;
$J_к$ — момент инерции против кручения.

Для круглых и кольцевых сечений $J_к$ равен полярному моменту инерции $J_п = J_x + J_y$; для круглых и кольцевых сечений $J_п = 2J_x = 2J_y$. Следовательно, для круглых и кольцевых сечений $\gamma = 1+\mu$.

Для вытянутых прямоугольных сечений шириной b и толщиной h $J_к = \frac{bh^3}{3}\beta$, где $\beta \approx 1$, и $\gamma \approx \frac{J_y 2(1+\mu)}{J_к} \approx \frac{bh^3 3 \cdot 2(1+\mu)}{12bh^3} \approx \frac{1+\mu}{2}$.

Устойчивость кольцевой дуги с центральным углом 2α при равномерной радиальной сжимающей нагрузке

Наименьшее значение критического напряжения при потере устойчивости в плоскости дуги равно:

$$\sigma_к = \frac{q_к r}{F} = \frac{N_к}{F} = \frac{EJ_x}{Fr^2} \cdot \frac{\pi^2 - \alpha^2}{\alpha^2}. \qquad (18.6)$$

При $\alpha = \frac{\pi}{2}$ выражение (18.6) превращается в (18.3′).

Расчет кольца при равномерном радиальном сжатии (рис. 18.1, *а*, *б*) с учетом погрешности формы в виде начальной эллиптичности

Задача решена С. П. Тимошенко [133; 23]. Пусть известна наибольшая стрелка начальной эллиптичности w_0. Наибольшее сжимающее напряжение в крайнем волокне кольца

$$\sigma_{макс} = \frac{qr}{h} + \frac{6M}{h^2}, \qquad (18.7)$$

$M = qr \frac{w_0}{1 - \frac{q}{q_к}}$ — изгибающий момент от эллиптичности с начальной стрелкой;
$q_к$ — эйлерова критическая нагрузка для идеально круглого кольца, определяемая по формулам (18.3) и (18.3′).

Допустив, что равенство (18.7) справедливо до начала фибровой текучести материала, и приняв фибровую текучесть $\sigma_т$ за предельное состояние, получим уравнение для определения предельной нагрузки $q_т$ из условия фибровой текучести:

$$\sigma_т = \frac{q_т r}{h} + \frac{6}{h^2} q_т r \frac{w_0}{1 - \frac{q_т}{q_к}}. \qquad (18.8)$$

Если ввести обозначения $\frac{r}{h} = m$ и $\frac{w_0}{r} = n$, уравнение (18.8) можно представить в виде

$$q_т^2 - \left[\frac{\sigma_т}{m} + (1+6mn) q_к\right] q_т + \frac{\sigma_т}{m} q_к = 0. \qquad (18.8')$$

Найдя из (18.8) или (18.8′) значение предельной нагрузки $q_т$, можем определить соответствующее ей напряжение правильного круглого

кольца, которое можно условно считать как бы критическим напряжением при равномерном радиальном сжатии кольца, имеющем начальную эллиптичность со стрелкой w_0 — отклонения от правильной круговой формы:

$$\sigma'_к = \frac{q_т r}{F}. \qquad (18.9)$$

Приведенная задача является одним из практических примеров решения задач устойчивости с учетом погрешностей формы с применением так называемых прочностных методов к задачам об устойчивости.

§ 3. УСТОЙЧИВОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК

В строительных нормах и правилах проектирования стальных конструкций СНиП II-В.3-62* даны указания по расчету устойчивости оболочек, обязательные при проектировании всех стальных строительных конструкций (кроме пролетных строений мостов), обоснованные многолетним опытом металлостроительства и соответствующие действующим нормам на изготовление, монтаж и приемку металлоконструкций (СНиП III-В.5-62*). Ниже, наряду с обязательными нормативными материалами СНиП, даются некоторые дополнительные данные по вопросам, не охваченным СНиП, но встречающимся в практике проектирования.

Устойчивость гладких замкнутых круговых цилиндрических оболочек при сжатии вдоль образующих

Случай равномерного сжатия, края закреплены от радиального смещения (рис. 18.3, *а*). Согласно СНиП II-В.3-62* критическое напряжение δ_{01} [см. формулу (18.2)] определяется как меньшая величина из следующих двух выражений:

$$\sigma_{01} = \varphi^* R; \qquad (18.10) \qquad\qquad \sigma_{01} = C\frac{E\delta}{r}, \qquad (18.11)$$

где φ^* и C — определяются соответственно по табл. 18.1 и 18.2;
R — расчетное сопротивление стали согласно табл. 2 СНиП II-В.3-62*;
E, δ, r — соответственно модуль упругости, толщина и радиус цилиндрической оболочки.

Приведенные в табл. 18.1 и 18.2 значения φ^* и C действительны для конструкций, выполненных в соответствии с требованиями главы СНиП III-В.5-62* «Изготовление, монтаж и приемка металлических конструкций».

Для отношений $r/\delta > 1500$ в СНиП II-В.3-62* и табл. 18.2 не приведено значений коэффициентов C к формуле (18.11). Для этих случаев могут быть использованы значения $C = 0{,}065$ для $r/\delta = 2000$ и $C = 0{,}06$ для $r/\delta = 2500$ (согласно зарубежным работам [12], положенным в основу СНиП II-В.3-62*), а также следующие две расчетные формулы, удовлетворяющие основным условиям, приведенным в § 1:

Таблица 18.1

$\frac{r}{\delta}$	0	25	50	100	150	200	$\geqslant 250$
φ^*	1	0,94	0,85	0,71	0,60	0,53	0,47

Таблица 18.2

$\frac{r}{\delta}$	≤500	750	1000	1500
C	0,12	0,10	0,08	0,07

формула С. А. Алексеева [97]

$$C = 2{,}35\sqrt{\frac{\delta}{r}}\,; \tag{18.12}$$

формула Лу Цзу-дао [24]

$$C = 0{,}18\left[1 - 0{,}0347\left(\frac{r}{\delta}\right)^{0,4}\right]. \tag{18.13}$$

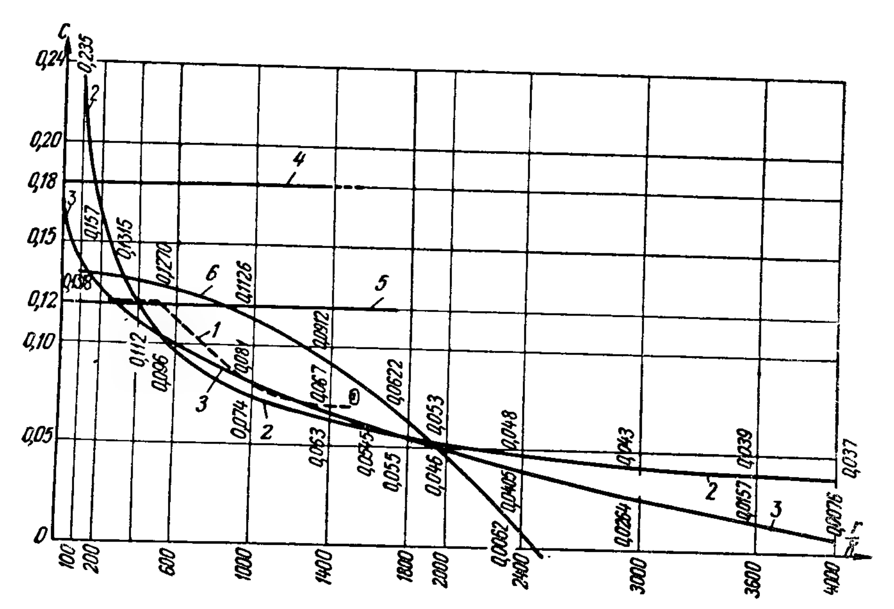


Рис. 18.2. Графики коэффициентов C для расчета устойчивости стенок цилиндрических оболочек при равномерном осевом сжатии [см. формулу (18.11)]

1 — по формуле СНиП II-В.3-62* и табл. 18.2; *2* — по формуле С. А. Алексеева (18.12); *3* — по формуле Лу Цзу-дао (18.13); *4* — по теоретической формуле для идеальной оболочки; *5* — график значений C, принимаемых в машиностроении; *6* — по формуле Доннела (18.14)

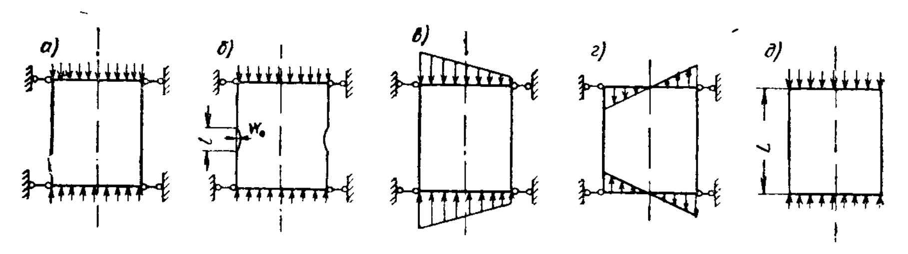


Рис. 18.3. Различные расчетные схемы при осевом сжатии цилиндрических оболочек

а — равномерное осевое сжатие; края закреплены от смещения; *б* — то же, имеется кольцевая осесимметричная вмятина (начальная); *в* — внецентренное сжатие при краях, закрепленных от смещения; *г* — чистый изгиб при краях, закрепленных от смещения; *д* — равномерное осевое сжатие при свободных краях

Значения C по последним двух формулам изменяются в зависимости от отношения r/δ (радиуса оболочки к ее толщине), что отражает влияние погрешностей формы, соответствующих современному уровню производства, зафиксированному СНиП III-В.5-62*.

Для идеальной оболочки (не имеющей погрешностей формы) наименьшее значение, полученное аналитически, равно $C=0{,}182\approx0{,}18$ (независимо от отношения r/δ). Такое значение впервые получил Кемпнер, варьируя по пяти параметрам [22, 23]. Позже аналогичный результат был получен А. В. Погореловым [95, 134, 135] и другими авторами.

На рис. 18.2 приведены графики, построенные по этим формулам (кривые *2* и *3*), а также дан график *1* значений С по СНиП II-В.3-62* Для сравнения приведены еще три графика для определения C в формуле (18.11), которыми длительное время пользовались до выхода в свет СНиП II-В.3-62*.

График *4* соответствует минимальному значению $C=0{,}18$ для идеальной оболочки. Значением $C=0{,}12$ (график *5*) пользовались машиностроители и многие строители, базируясь главным образом на опыте и инженерной эрудиции.

График *6* соответствует эмпирической формуле Доннела

$$C=\frac{0{,}607-10^{-7}\left(\frac{r}{\delta}\right)^2}{1+0{,}004\frac{E}{\sigma_т}}, \qquad (18.14)$$

которая в 50-е годы находила применение.

Учет влияния локальной осесимметричной погрешности формы в виде кольцевой вмятины или выпучины (см. рис. 18.3, *б*) был исследован С. Н. Кан [95, 135 и 134]. Многочисленные обмеры показывают, что фактически начальная погибь не имеет регулярного характера вдоль образующих. Наоборот, довольно типичны осесимметричные вмятины (или выпучины), расположенные по какой-либо направляющей окружности (вдоль кольцевого сварного шва, в зоне колец жесткости и т. д.). Была доказана возможность определения критической осевой силы N_{01} или критического напряжения σ_{01}, соответствующего наименьшему значению верхнего критического напряжения $\sigma_к^в$ (см. § 1) в пределах длины одной осесимметричной вмятины образующей. Задача решалась энергетическим методом с использованием деформационных гипотез и малых упругих радиальных перемещений w для системы, находящейся в состоянии безразличного равновесия.

Заданы начальное радиальное перемещение w_0 по всему направляющему кольцу и длина вмятины l вдоль образующей. При этом получено, что величина C для определения критического напряжения $\sigma_{01}=$ $=\sigma_к^в$ применительно к формулам (18.11) и (18.2) имеет значение

$$C=\left(\sqrt{3(1-\mu^2)}\right)^{-1}\left[\left(1+\frac{kr}{8^4\delta}\right)^{0,5}+\left(\frac{kr}{n^4\delta}\right)^{0,5}\right]^{-1}; \qquad (18.15)$$

где

$$k=3000\,(1-\mu^2)\left[\left(\frac{r}{l}\right)^2\frac{w_0}{(r\delta)^{0,5}}\right]^2,$$

w_0 — начальная кольцевая вмятина;

l — протяженность вмятины по образующей;

$$\left(\sqrt{3(1-\mu^2)}\right)^{-1}=0{,}605 \text{ при } \mu=0{,}3;$$

n — число волн в окружном направлении при потере устойчивости; для цилиндрической оболочки можно принимать $n=8$, что соответствует экспериментальным данным.

Испытания (проведенные ЦНИИСК в 1962 г.) на осевое сжатие цилиндрических стальных оболочек диаметром 1600 *мм* и толщиной 6 *мм*,

выполненных со сварными соединениями и имеющих кольца жесткости, показали начало потери устойчивости в виде образования вмятин в местах кольцевых начальных дефектов у элементов жесткости и кольцевых сварных соединений.

Значения C по формуле (18.15) принимаются в качестве расчетных только в том случае, если они получились меньшими, чем по табл. 18.2, или σ_{01} меньше (в соответствующих случаях) значений по формуле (18.10).

Случай внецентренного сжатия вдоль образующих цилиндра или чистого изгиба в диаметральной плоскости, края закреплены от радиального смещения (см. рис. 18.3, *в*, *г*). В этом случае, согласно СНиП II-В.3-62*, критические напряжения σ_{01}, определенные по формулам (18.10) и (18.11), умножаются на величину n, равную

$$n = 1 + 0{,}1\left(1 - \frac{\sigma_1'}{\sigma_1}\right), \tag{18.16}$$

где σ_1'/σ_1 — отношение наименьшего напряжения к наибольшему (по алгебраическому значению, причем положительным считается напряжение сжатия, а напряжение растяжения имеет отрицательный знак).

В частности, при чистом изгибе, когда $\sigma_1^1 = -\sigma_1$, будем иметь $n = 1{,}2$.

Указанный метод разрешается применять при изгибе с поперечной силой, если касательные напряжения в месте наибольшего момента не превышают величины $0{,}07\,E\left(\frac{\delta}{r}\right)^{\frac{3}{2}}$.

Случай равномерного осевого (вдоль образующих) сжатия цилиндрической оболочки, края которой не закреплены от радиального смещения (см. рис. 18.3, *д*). Значение критического напряжения определяется по формуле

$$\sigma_{01} = \frac{0{,}3\,E\delta^2}{(1-\mu^2)\,r^2}\left[\frac{4L^2}{3r^2} + 2(1-\mu)\right]. \tag{18.17}$$

Необходимые поправки при получении значений критических напряжений выше предела текучести материала. Если значения σ_{01} при определении их по формулам (18.10), (18.11) и (18.17) окажутся выше предела текучести материала $\sigma_т$, то для практических целей упомянутые полученные значения следует умножить на поправочный коэффициент $K_т$, определяемый по формуле

$$K_т = \frac{2{,}89 - 0{,}02565\sqrt{\frac{E}{\sigma_{01}}}}{\sigma_{01}} \leqslant \frac{\sigma_т}{\sigma_{01}}. \tag{18.18*}$$

Применение «прочностных» методов в практических расчетах на устойчивость при осевом сжатии цилиндрических оболочек. С методической точки зрения излагаемые ниже приемы расчета не являются безупречными, так как в качестве критерия предельного состояния рассматривается не критическое напряжение в смысле потери устойчивости (см. § 1), а некоторое условное упруго-пластическое напряженное состояние, когда в зависимости от постановки задачи пластичность появляется или на фибре, или ею пронизывается некоторая часть сечения.

Предварительно кратко охарактеризуем форму, приобретаемую цилиндрической оболочкой при потере устойчивости от осевого сжатия. На рис. 18.4 показаны две наиболее характерные формы выпучивания.

Осесимметричная форма, показанная на рис. 18.4, *а*, характерна для не очень тонких оболочек. По форме, показанной на рис. 18.4, *б*, вы-

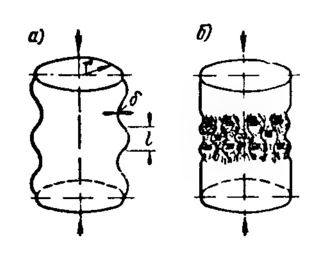
* Формула (18.18) справедлива для обыкновенной углеродистой стали марки Ст.3. Для других сталей коэффициент $K_т$ определяется умножением значения по формуле (18.18) на отношение пределов текучести.

пучиваются обычно достаточно тонкие оболочки. Последняя форма выпучивания зачастую может носить локальный (местный) характер, а иногда она распределена хотя и на значительной поверхности, но не равномерно. Вмятины имеют ромбовидную форму, расположены в шахматном порядке, а границами между ромбами являются криволинейные выпуклые выступы (как бы зигзагообразные ребра).

В работах Кармана, Цзяна и других авторов при определении наименьшего критерия устойчивости снизу (нижнего критического напряжения $\sigma_к^н$ — см. § 1) принималась для анализа устойчивости «в большом» регулярная поверхность такого типа (рис. 18.4). Аналогичная поверхность принималась за исходную в исследованиях Доннела, Уана, Лу Цзу-дао и других авторов при попытках исследовать влияние погрешности формы (см. § 1).

Рис. 18.4. Характерные формы потери устойчивости стенок цилиндрических оболочек при равномерном осевом сжатии

а — осесимметричное волнообразное выпучивание для не очень тонких оболочек; *б* — ромбовидные вмятины, расположенные в шахматном порядке с выпуклыми ребрами между ними, — характерное выпучивание для тонких оболочек



Исследование предельного состояния цилиндрической оболочки при осевом сжатии с учетом влияния начальной погрешности формы в виде осесимметричной выпучины или вмятины образующей можно с достаточной для практических целей точностью выполнить элементарным «прочностным» методом, приводимым ниже.

Из оболочки вырезается полоска шириной в кольцевом направлении, равной единице, и длиной вдоль образующей, равной действительной длине вмятины l или же длине полуволны

$$l = 1{,}72\sqrt{r\delta} \tag{18.19}$$

при осесимметричной потере устойчивости, согласно рис. (18.4, *а*) и данным, приведенным в литературе, например [133].

Полоска рассматривается как сжато-изогнутая криволинейная балка с шарнирами по концам, на сплошном упругом основании, с приложенными по концам искомыми предельными силами сжатия $N_к$, которые условно назовем критическими $N_к = \sigma_к\,\delta$. Расчетная схема приведена на рис. 18.5. Наибольшей стрелой начального прогиба f_0 задаются. Сопротивлением упругого основания β является сопротивление цилиндрической оболочки радиальному давлению p:

$$\beta = \frac{p}{\Delta r} = \frac{E\delta}{r^2\left(1 - \frac{\mu}{2}\right)}\ кГ/см^3. \tag{18.20}$$

Если принять за предельное состояние фибровую текучесть $\sigma_т$, то исходным уравнением для определения предельного усилия $N_к$ будет

$$\sigma_т = \frac{N_к}{\delta} + \frac{6M_{\frac{l}{2}}}{\delta^2}. \tag{18.21}$$

Обозначения к рис. 18.5: y_0 и f_0 — начальные прогибы; y и f — прогибы под нагрузкой; $\beta\,кГ/см^3$ — жесткость основания (его отпор при единичном смещении).

В соответствии с рис. 18.5

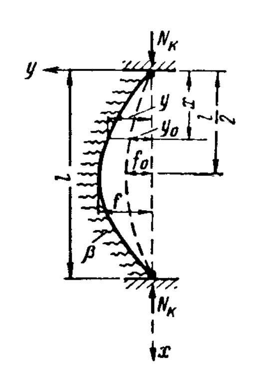
$$M_x = N_к y;\; M_{\frac{l}{2}} = N_к f; \tag{18.22}$$

$$y = \frac{f_0}{1-\alpha}\sin\frac{\pi x}{l};\; \text{при } x = \frac{l}{2}\; f = \frac{f_0}{1-\alpha}, \tag{18.23}$$

где

$$\alpha = \frac{N_к}{N_э} = \frac{N_к L^2}{EJ\pi^2} = \frac{k^2 L^2}{\pi^2}; \tag{18.24}$$

$$k = \sqrt{\frac{N_к}{EJ}};\; N_э = \frac{\pi^2 EJ}{L^2}; \tag{18.25}$$



$N_э$ — эйлерова критическая сила для идеального прямолинейного упругого тонкого стержня, шарнирно опертого по концам с приведенной длиной L, величина которой отражает (18.26) влияние упругого основания. Приведенная длина

$$L = \gamma l. \tag{18.26}$$

Рис. 18.5. Расчетная схема сжато-изогнутой криволинейной полоски на сплошном упругом основании с начальной стрелкой прогиба f_0

Величина γ определяется из табл. 18.3, составленной С. П. Тимошенко [133].

Найдя эйлерову критическую силу из (18.25) и (18.26) и подставив значение f из (18.23) в (18.22), будем иметь выражение для $M_{\frac{l}{2}}$:

$$M_{\frac{l}{2}} = \frac{N_к f_0}{1-\alpha} = \frac{N_к f_0}{1-\frac{N_к}{N_э}}. \tag{18.27}$$

Таблица 18-3

$\frac{\beta l^4}{16EJ}$	0	1	3	5	10	15	20	30	40	50	75	100
γ	1	0,927	0,819	0,741	0,615	0,537	0,483	0,437	0,421	0,406	0,376	0,351
$\frac{\beta l^4}{16EJ}$	200	300	500	700	1000	1500	2000	3000	4000	5000	8000	10 000
γ	0,286	0,263	0,235	0,214	0,195	0,179	0,165	0,149	0,140	0,132	0,117	0,110

Подставив последнее выражение для $M_{\frac{l}{2}}$ (18.21), получим после небольших преобразований расчетное уравнение (18.28) для определения искомой предельной силы $N_к$, при которой на фибре появляются напряжения, равные пределу текучести $\sigma_т$:

$$N_к^2 - N_к\left(N_э + \frac{6N_э f_0}{\delta} + \sigma_т\delta\right) + \sigma_т\delta N_э = 0. \tag{18.28}$$

Если допустить распространение напряжения, равного величине $\sigma_т$, на некоторую часть толщины оболочки и принять в качестве исходного уравнения вместо (18.21) выражение

$$\sigma_т = \frac{N_к}{\delta} + \frac{6M_{\frac{l}{2}}}{\delta^2 \sqrt{2}}, \tag{18.29}$$

то аналогичным образом можно получить расчетное уравнение для определения $N_к$ в виде

$$N_к^2 - N_к\left(N_э + \frac{4{,}25\, N_э f_0}{\delta} + \sigma_т\delta\right) + \sigma_т\, \delta N_э = 0. \tag{18.30}$$

Подобным образом можно найти значения $N_к$ и для других значений предельных состояний с учетом начальной заданной стрелки кольцевой вмятины f_0 и ее длины l.

Соответственно напряжения при сжатии, которые мы условно назвали «критическими» исходя из принятого предельного состояния конструкции, равны:

$$\sigma_к = \frac{N_к}{\delta}. \tag{18.31}$$

Некоторые дополнительные замечания по вопросам, связанным с продольной устойчивостью замкнутых цилиндрических оболочек. Длинные трубчатые сжатые в продольном направлении конструкции должны проверяться на устойчивость как стержни независимо от описанной выше проверки устойчивости их стенок.

При отношениях радиусов труб к их толщинам $r/\delta < 50$ проверки устойчивости стенок не требуется.

Устойчивость гладких круговых замкнутых цилиндрических оболочек, загруженных внешним равномерным давлением p в радиальном направлении

Общий исходный критерий устойчивости — см. выражение (18.2). Ниже показаны способы определения критического напряжения в кольцевом (окружном) направлении.

Основным решением рассматриваемой задачи является известная первая формула Мизеса, опубликованная во многих литературных источниках, например [23, 133, 121 и др.].

Критические кольцевые напряжения, в которые в дальнейшем будем вносить поправки, будем обозначать σ_{02}'; окончательные значения критических напряжений σ_{02}.

Критическое напряжение по первой формуле Мизеса (без поправок) равно:

$$\sigma_{02}' = \frac{E}{1-\mu^2}\left[\frac{1-\mu^2}{(n^2-1)\left(1+\frac{n^2}{\pi^2}\frac{L^2}{r^2}\right)^2} + \frac{\delta^2}{12r^2}\left(n^2 - 1 + \frac{2n^2-1-\mu}{1+\frac{n^2}{\pi^2}\cdot\frac{L^2}{r^2}}\right)\right] =$$

$$= \frac{E}{1-\mu^2}\left[\frac{1-\mu^2}{(n^2-1)\left(1+\frac{n^2}{\lambda}\right)^2} + \frac{\delta^2}{12r^2}\left(n^2 - 1 + \frac{2n^2-1-\mu}{1+\frac{n^2}{\lambda^2}}\right)\right], \tag{18.32}$$

где

$$\lambda = \frac{\pi r}{l};$$

δ, r и L — соответственно толщина, радиус и длина оболочки;

n — число полуволн в окружном направлении, при котором σ_{0_2} получает минимальное значение.

Для некоторых значений L/r и r/δ значения числа полуволн n приведены в табл. 18.4.

При $L/r=\infty$ (для длинной оболочки) и $n=2$ из формулы (18.32) можно получить

$$\sigma'_{02}=\frac{E\delta^2}{4(1-\mu^2)r^2}, \qquad (18.33)$$

что совпадает с формулой (18.3′), если вместо EJ_x принять цилиндрическую жесткость

$$D=\frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}. \qquad (18.34)$$

Экспериментальные значения критических напряжений получаются на 35—36% ниже, чем по формулам Мизеса [133; 23].

Для практических целей значения критических напряжений по формулам Мизеса принимаются с понижающим коэффициентом $K=0{,}6$:

$$\sigma_{02}=0{,}6\,\sigma'_{02}. \qquad (18.35)$$

Для оболочек коротких и средней длины ($0{,}5<L/r<10$) можно пользоваться приближенной формулой (с учетом $K=0{,}6$)

$$\sigma_{02}=\frac{0{,}6\sqrt{2}\,\pi}{3\sqrt{3}}\cdot\frac{E}{(1-\mu^2)^{3/4}}\cdot\frac{r}{L}\left(\frac{\delta}{r}\right)^{3/2}. \qquad (18.36)$$

Формула (18.36) при $\mu=0{,}3$ и для диапазона относительных длин $0{,}5<L/r<10$ принята в СНиП II-В.3-62* (см. п. 6.19) и имеет следующий вид:

$$\delta_{02}\approx 0{,}55\,E\frac{r}{L}\left(\frac{\delta}{r}\right)^{3/2}. \qquad (18.37)$$

Для длинных оболочек $L/r\geqslant 20$ там же принято

$$\sigma_{02}=0{,}17\,E\left(\frac{\delta}{r}\right)^2 \qquad (18.38)$$

Таблица 18.4

$\frac{L}{r}$	n при отношении r/δ, равном					
	300	250	200	100	50	25
∞	2	2	2	2	2	2
10	4	4	3	3	2	2
5	5	5	4	4	3	3
2	9	8	6	6	5	4

Форма (18.38) получена из (18.33) с учетом (18.35) путем умножения на коэффициент $K=0{,}6$ (на экспериментальную поправку).

Для промежуточных значений $10<L/r<20$ значения σ_{02} определяются по линейной интерполяции.

Расчетные значения σ_{02} не должны приниматься больше предела текучести $\sigma_т$.

Устойчивость цилиндрических оболочек, укрепленных кольцевыми ребрами жесткости и загруженных внешним равномерным давлением p в радиальном направлении

Если кольцевые ребра жесткости расположены не слишком часто, а именно на расстояниях $a\geqslant 0{,}5\,r$, то их поддерживающее влияние учитывается только тем, что длина оболочки принимается не полная L, а равная расстоянию a между кольцами.

В остальном оболочка принимается гладкой, и устойчивость ее рассчитывается по формуле (18.37) с заменой величины L на величину a.

Предел применимости формулы (18.37) указан выше. При этом предполагается, что момент инерции поперечного сечения кольца жесткости

$$J_x \geqslant \frac{par^3}{3E}. \tag{18.39}$$

Последнее выражение легко получить из (18.3′), если принять в нем

$$\sigma_к = \frac{par}{E}$$

(где $pa = q$ — погонная нагрузка кольца).

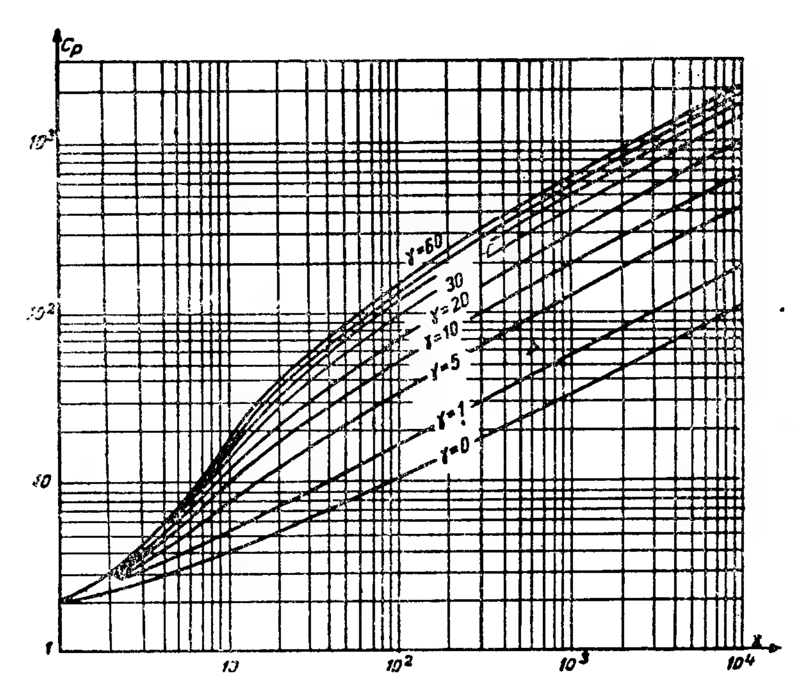


Рис. 18.6. Графики для определения величины C_p в формуле (18.40)

В состав сечения кольца жесткости при определении J_x включается также 30 толщин оболочки. В случае односторонних колец жесткости момент их инерции допускается определять относительно оси, совпадающей с ближайшей поверхностью оболочки.

Если жесткость кольцевых ребер мала и меньше, чем предусмотрено выражением (18.39), то при расстояниях между кольцами, не превышающих $a \leqslant r$, можно рассматривать оболочку как ортотропную и пользоваться при расчете результатами работы Бондера [12].

Критическая нагрузка

$$p_0 = C_p \frac{\pi^2 E}{20(1-\mu^2)} \cdot \frac{\delta}{ra^2}, \tag{18.40}$$

где множитель C_p находится из графиков рис. 18.6 в зависимости от величин γ и Z, определяемых по формулам (18.41) и (18.42):

$$\gamma = \frac{12(1-\mu^2) J_x}{a\delta^3} - 1; \tag{18.41}$$

$$Z = \frac{L^2}{r\delta}\sqrt{1-\mu^2}, \tag{18.42}$$

где L — длина оболочки; a — расстояние между осями ребер; J_x — момент инерции ребра вместе с полосой оболочки шириной a.

Одновременное действие продольного и радиального сжатия круговых цилиндрических оболочек

Попытки решения данной задачи как в линейной, так и в нелинейной постановке делались Флюгге, Н. Н. Леонтьевым и др. Однако удовлетворительное решение задачи в нелинейной постановке пока отсутствует.

Для практических целей, с небольшим избыточным запасом, в соответствии со СНиП II-В.3-62* (п. 6.20) предлагается формула для расчета устойчивости:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{01}} + \frac{\sigma_2}{\sigma_{02}} \leqslant m, \tag{18.43}$$

где σ_1 и σ_2 — действительные расчетные напряжения — меридиональное и кольцевое;

σ_{01} и σ_{02} — критические напряжения (меридиональное и кольцевое), вычисленные для случая их раздельного (не одновременного) действия по приведенным ранее соответствующим формулам;

m — коэффициент условий работы конструкций согласно указаниям соответствующих глав СНиП или специальных инструкций.

В СНиП II-В.3-62* в соответствующей формуле (67), аналогичной формуле (18.43), вместо величины m условно показана единица, что подлежит уточнению с выходом новой редакции СНиП и выпуском инструкций по проектированию специализированных конструкций.

Выражение (18.43) справедливо в том случае, когда в осевом направлении возникают как равномерное, так и внецентренное сжатие или изгиб.

Во избежание появления пластических деформаций должно быть соблюдено дополнительное условие

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \leqslant m\sigma_т. \tag{18.44}$$

Практический прием расчета цилиндрических оболочек, укрепленных кольцами жесткости на устойчивость, при равномерном всестороннем сжатии

Как указывалось в § 1, производственные погрешности оболочек существенно влияют на их несущую способность по устойчивости. Поэтому нормативные указания по проектированию даются с возможным учетом данных эксперимента и обобщения натурных наблюдений. Однако эти данные, к сожалению, не могут претендовать на достаточную полноту в области металлостроительства. Полезно привести для возможного использования результаты многолетнего опыта судостроения из числа опубликованных в литературе (Ю. А. Шиманский «Строительная механика подводных лодок», Судпромгиз, 1946 г.).

Расчет предлагается вести параллельно по трем приводимым ниже формулам, и в качестве предельного состояния $\sigma_{0э}$ принимать наименьшее из полученных значений, умноженное на экспериментальные поправочные коэффициенты, приведенные ниже.

Основные расчетные формулы

1. Формула Саутсвелла (в обработке П. Ф. Папковича) для равномерного радиального сжатия (критическая нагрузка):

$$q'_{0э} = 18{,}3\left(\frac{100\delta}{r}\right)^{\frac{3}{2}}\frac{100\delta}{a}. \qquad (18.45)$$

2. Вторая формула Мизеса (в обработке П. Ф. Папковича) для равномерного всестороннего сжатия

$$q'_{0э} = 19{,}1\left(\frac{100\delta}{r}\right)^{2}\left(\frac{100\delta r}{a^2}\right)^{0{,}58}. \qquad (18.46)$$

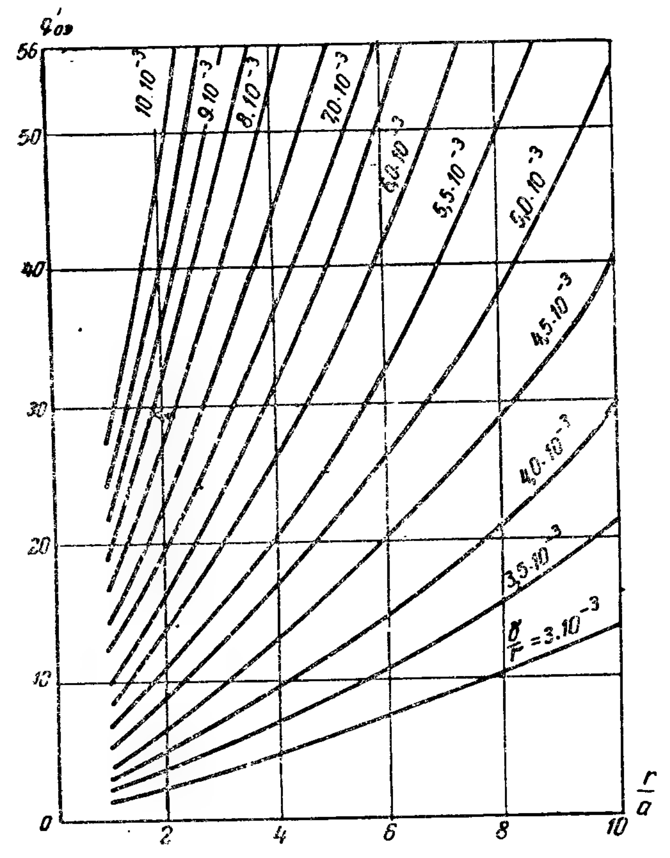


Рис. 18.7. Графики значений $q_{0э}$ по формуле (18.47) для случая $S=0$

3. Формула, предложенная Ю. А. Шиманским, для равномерного всестороннего сжатия

$$q'_{0э} = \frac{2bE_1}{2(1-0{,}85S)\,n^2+\alpha^2}\left[\frac{\alpha^2}{3n^2+\alpha^2}+\frac{b^2}{12}(n^2+\alpha^2)^2\right]. \qquad (18.47)$$

Обозначения формулам (18.45), (18.46) и (18.47):

δ и r — расчетная толщина и радиус оболочки;

a — расстояние между кольцами;

$$E_1 = \frac{E}{1-\mu^2}; \quad b = \frac{\delta}{r}; \quad \alpha = \frac{\pi r}{a}; \quad \delta = 0{,}96\delta_0;$$

δ_0 — номинальная толщина оболочки;

n — число полуволн по окружности оболочки, получающееся при потере ею устойчивости, соответствующее минимальному значению $g_{0э}$ по формуле (18.47) — см. табл. 18,5;

$S = \frac{k}{1+2kN}$ — коэффициент, характеризующий влияние степени жесткости ребер на устойчивость оболочки; $k = \frac{F}{F+a\delta}$;

F — площадь сечения кольца жесткости;

N — определяется по табл. 18.6 в зависимости от величин

$$i = 3{,}46\frac{\sqrt{r\delta}}{a} \text{ и } \eta = 0{,}062\sqrt{\frac{qa}{\delta}} : \sqrt{\frac{100\,\delta}{r}};$$

q — действующая нагрузка.

Число полуволн n, соответствующее минимальным значениям $q_{0э}$ по формуле (18.47), приведено в табл. 18.5. Значения величин N к формуле (18.47) приведены в табл. 18.6. Значения $q'_{0э}$ по формуле (18.47) можно получить для случая $S=0$ из графиков рис. 18.7.

Порядок практического выполнения расчета устойчивости, принятый в судостроении, с учетом внесения соответствующих поправочных коэффициентов к теоретическим формулам следующий:

а) вычисляется теоретическое критическое давление $q'_{0э}$ по трем формулам (18.45), (18.46) и (18.47);

б) по табл. 18.7 находятся поправочные коэффициенты j_1 (для результатов по каждой из трех формул), отражающие влияние начальной погиби и допущений при выводах теоретических формул;

Таблица 18.5

$\frac{r^2}{a\delta}$	n	$\frac{r^2}{a\delta}$	n	$\frac{r^2}{a\delta}$	n	$\frac{r^2}{a\delta}$	n
0—1	2	45—68	8	285—345	14	1 350—1 950	20
1—4	3	68—95	9	345—435	15	1 950—3 650	21
4—10	4	95—130	10	435—535	16	3 650—7 100	22
10—17	5	130—175	11	535—645	17	7 100—15 500	23
17—28	6	175—225	12	645—900	18	15 500—31 500	24
28—45	7	225—285	13	900—1350	19	31 500—63 100	25

Таблица 18.6

i	η					i	η				
	0	0,6	0,7	0,8	0,9		0	0,6	0,7	0,8	0,9
0,325	2,910	2,943	2,983	3,063	3,167	1,3	0,285	0,323	0,350	0,393	0,474
0,350	2,663	2,686	2,724	2,783	2,863	1,4	0,228	0,256	0,277	0,313	0,376
0,375	2,453	2,477	2,510	2,550	2,630	1,5	0,181	0,206	0,222	0,246	0,291
0,400	2,270	2,300	2,330	2,376	2,476	1,6	0,145	0,164	0,176	0,195	0,232
0,425	2,110	2,140	2,173	2,230	2,367	1,7	0,117	0,131	0,141	0,156	0,185
0,450	1,963	1,990	2,033	2,107	2,290	1,8	0,094	0,1048	0,1124	0,128	0,167
0,475	1,834	1,867	1,910	2,00	2,213	1,9	0,0788	0,0874	0,0934	0,1045	0,1285
0,500	1,723	1,757	1,806	1,917	2,157	2,0	0,0652	0,072	0,068	0,0844	0,106
0,550	1,527	1,567	1,640	1,773	2,060	2,1	0,0536	0,0586	0,0624	0,0672	0,078
0,600	1,360	1,423	1,462	1,526	1,605	2,2	0,0434	0,0478	0,0508	0,0546	0,0622
0,650	1,215	1,279	1,322	1,390	1,480	2,3	0,0344	0,0404	0,0428	0,0456	0,0518
0,700	1,086	1,156	1,200	1,268	1,363	2,4	0,0312	0,0344	0,0364	0,0386	0,0442
0,750	0,982	1,054	1,098	1,165	1,259	2,5	0,0268	0,0292	0,0308	0,0326	0,0376
0,800	0,888	0,957	1,006	1,073	1,170	2,6	0,0232	0,0242	0,0260	0,0274	0,0316
0,850	0,800	0,870	0,918	0,988	1,087	2,7	0,0196	0,0210	0,0220	0,0236	0,0267
0,900	0,720	0,789	0,839	0,908	1,018	2,8	0,017	0,0182	0,0188	0,0202	0,023
0,950	0,646	0,713	0,761	0,831	0,951	2,9	0,0148	0,0158	0,0164	0,0178	0,0196
1,000	0,580	0,644	0,689	0,759	0,881	3,0	0,0130	0,014	0,0144	0,0156	0,017
1,1	0,464	0,520	0,560	0,626	0,737	3,1	0,0112	0,012	0,0126	0,0136	0,015
1,2	0,363	0,412	0,444	0,500	0,593	3,2	0,0102	0,0108	0,0112	0,012	0,013

в) вычисляются средние сжимающие напряжения в меридиональных сечениях, отвечающие давлениям $j_1 q'_{0э}$ по приближенной формуле

$$\sigma'_{0\,э} = 1{,}1 j_1 q'_{0\,э} \frac{r}{\delta}; \qquad (18.48)$$

г) из табл. 18.8 находятся поправочные коэффициенты j_2, отражающие влияние действительной величины напряжений на устойчивость и нелинейную зависимость между напряжениями и деформациями;

д) вычисляются действительные критические давления $q_{0э}$ по формуле

$$q_{0\,э} = j_1\, j_2\, q'_{0\,э}; \qquad (18.49)$$

е) вычисляются действительные критические напряжения по формуле

$$\sigma_{0\,э} = \frac{q_{0\,э}\, r}{\delta}. \qquad (18.50)$$

Таблица 18.7

Формула	Значения j_1 для различных толщин δ *мм*										
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	15
(18.45)	0,45	0,57	0,69	0,8	0,9	0,99	1,05	1,10	1,15	1,18	1,21
(18.46)	0,42	0,52	0,62	0,72	0,81	0,88	0,93	0,97	1	1,02	1,04
(18.47)	0,3	0,39	0,48	0,55	0,62	0,68	0,72	0,76	0,78	0,80	0,83

Таблица 18.8

$\sigma'_{0э}$ [см. (18.48)]	Значения j_2 для различных сталей: углеродистых обыкновенного качества, среднего сопротивления	углеродистых обыкновенного качества, повышенного сопротивления	низколегированных	σ'_0 [см. (18.48)]	Значения j_2 для различных сталей: углеродистых обыкновенного качества, среднего сопротивления	углеродистых обыкновенного качества, повышенного сопротивления	низколегированных
200	1	1	1	4 200	0,5	0,68	0,76
400	1	1	1	4 400	0,49	0,66	0,75
600	0,93	0,97	0,97	4 600	0,47	0,64	0,74
800	0,9	0,95	0,95	4 800	0,46	0,62	0,72
1000	0,88	0,94	0,94	5 000	0,44	0,61	0,7
1200	0,85	0,92	0,92	5 200	0,43	0,6	0,69
1400	0,83	0,91	0,91	5 400	0,42	0,59	0,67
1600	0,8	0,9	0,91	5 600	0,41	0,58	0,66
1800	0,78	0,89	0,9	5 800	0,4	0,57	0,65
2000	0,74	0,87	0,9	6 000	0,39	0,55	0,64
2200	0,71	0,84	0,88	6 500	0,37	0,52	0,6
2400	0,68	0,84	0,87	7 000	0,35	0,49	0,57
2600	0,66	0,82	0,86	7 500	0,33	0,47	0,55
2800	0,64	0,81	0,85	8 000	0,32	0,45	0,53
3000	0,62	0,8	0,83	8 500	0,30	0,42	0,51
3200	0,59	0,78	0,82	9 000	0,29	0,41	0,49
3400	0,57	0,76	0,81	9 500	0,28	0,39	0,47
3600	0,55	0,74	0,8	10 000	0,27	0,38	0,46
3800	0,53	0,71	0,79	—	—	—	—
4000	0,51	0,69	0,77	—	—	—	—

В качестве расчетного сопротивления принимается меньшее из значений $\sigma_{0э}$, полученных на основе расчетов по трем исходным формулам (18.45), (18.46) и (18.47).

Общий критерий устойчивости [см. выражение (18.2)]

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_2^{н} n}{m} \leqslant \sigma_{0\,э} = R. \qquad (18.51)$$

Устойчивость круговой замкнутой цилиндрической оболочки при кручении

На основании данных, приведенных в работе [12], а также исследований Доннела и других авторов рекомендуются следующие расчетные выражения для определения критических касательных напряжений цилиндрических оболочек:

а) для длинных оболочек

$$\tau_0 = \eta \frac{E}{3\sqrt{2}\,(1-\mu^2)^{3/4}} \left(\frac{\delta}{r}\right)^{3/2}, \qquad (18.52)$$

б) для оболочек средней длины с шарнирно опертыми кромками, у которых

$$16 \leqslant \frac{L^2 \delta}{r^3 \sqrt{1-\mu^2}} \leqslant 81;$$

$$\tau_0 = \eta \frac{E}{\sqrt{2}\,(1-\mu^2)^{5/8}} \left(\frac{r}{L}\right)^{1/2} \left(\frac{\delta}{r}\right)^{5/4}. \qquad (18.53)$$

В формулах (18.52) и (18.53) поправочный коэффициент η [см. формулу (18.55)] должен учитывать влияние начальных погрешностей, а также то, что не было учтено при выводе этих формул на основе линейной теории.

Этим вопросом занимались Ниисава, Нэш, Лу Цзу-дао и Л. Р. Исправников. Нэш считал форму начального искривления подобной форме выпучивания. Другие авторы принимали регулярные поверхности более или менее близкими по характеру к упомянутой. Для коротких цилиндров значения η получались 0,7—0,8; для длинных — ближе к единице. Л Р. Исправников получил значения $\eta = 0{,}7 \div 0{,}75$.

По исследованиям Лу Цзу-дао [24]

$$\eta = 1 - 0{,}00201\, M^{0{,}48}, \qquad (18.54)$$

где

$$M = \frac{\left(\frac{L^2}{r\delta}\right)^{1/4}}{\left[1 + 0{,}722\left(\frac{r\delta}{L^2}\right)^{1/4}\right]^{5/2}} \left(\frac{r}{\delta}\right)^{5/4}.$$

Для практических расчетов можно рекомендовать

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{2}}. \qquad (18.55)$$

Легко убедиться, что при $\frac{L^2 \delta}{r^3 \sqrt{1-\mu^2}} = 81$ значения τ_0 по формулам (18.52) и (18.53) совпадают, а при $\frac{L^2 \delta}{r^3 \sqrt{1-\mu^2}} = 16$ значение τ_0 по формуле (18.53) получается в 1,5 раза больше, чем по формуле (18.52).

При расчетах по упомянутым фармулам накладывается дополнительное условие

$$\tau_0 \leqslant \tau_т = \frac{\sigma_т}{\sqrt{3}}. \qquad (18.56)$$

Устойчивость цилиндрической оболочки при комбинированном загружении сжатия и кручения

В общем случае, когда имеют место осевое сжатие, радиальное сжатие и кручение, для практических целей можно пользоваться следующим критерием устойчивости:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{01}} + \frac{\sigma_2}{\sigma_{02}} + \left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)^2 \leqslant m, \qquad (18.57)$$

где σ_1, σ_2 и τ — расчетные напряжения от действующих нагрузок;
σ_{01}, σ_{02} и τ_0 — критические напряжения, определенные раздельно: для осевого сжатия [формулы (18.10), (18.11), (18.16), (18.17) и др.]; для радиального сжатия [формулы (18.35), (18.36), (18.37) и 18.38)]; для кручения [формулы (18.52) и (18.53)].

В частных сочетаниях, когда любое из слагаемых по формуле (18.57) равно нулю, формула остается справедливой.

Внутреннее давление в цилиндрической оболочке в сочетании с осевым сжатием, внецентренным сжатием или изгибом

Внутреннее давление оказывает поддерживающее влияние на оболочку с точки зрения повышения значений критических напряжений δ_{01} в продольном направлении. Этот вопрос исследовали Лу Цзу-дао, Крейт, Шварц, а также Гаррис, Сюэр, Скин и Бенджемен. Обе группы авторов пришли к аналогичным выводам.

Исследовалась величина добавки $\Delta\sigma_{01}$ к критическим напряжениям σ_{01}, определенным без учета внутреннего давления.

С учетом материалов по затронутому вопросу, приведенных в работах [12, 23 и 24], а также с учетом СНиП II-В.3-62* для практических целей можно рекомендовать следующие значения добавок $\Delta\sigma_{01}$: если внутреннее давление $p=0$, то $\Delta\sigma_{01}=0$;

$$\left.\begin{aligned} \Delta\sigma_{01} &= 0,19\frac{p}{E}\left(\frac{r}{\delta}\right)^2\frac{E\delta}{r} = 0,19\frac{pr}{\delta} \text{ при } \frac{p}{E}\left(\frac{r}{\delta}\right)^2 < 1,2; \\ \Delta\sigma_{01} &= 0,229E\frac{\delta}{r} \text{ при } \frac{p}{E}\left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \geqslant 1,2. \end{aligned}\right\} \qquad (18.58)$$

Суммарное значение критического напряжения равно $\sigma_{01} + \Delta\sigma_{01}$, где σ_{01} определяется по формулам и таблицам, приведенным выше для различных случаев продольных силовых воздействий: равномерного сжатия, внецентренного сжатия и изгиба.

Устойчивость цилиндрической панели при продольном сжатии вдоль образующих

Этот вопрос исследовался А. С. Вольмиром [22, 23], а также отражен в той или иной степени в работах [12, 133, 97 и 114].

В чистом виде в листовых строительных конструкциях цилиндрические панели встречаются редко. Если направляющие дуги по торцам цилиндрических панелей закреплены от радиального смещения, а вдоль продольных краев, совпадающих с образующими, имеется окаймление в

виде продольных ребер жесткости, то и эти продольные края также можно считать закрепленными от радиального смещения.

Для этого типичного случая в СНиП II-В.3-62* дается указание о том, что расчет устойчивости цилиндрической панели от продольных сли следует производить по формулам для замкнутых цилиндрических оболочек (см. п. 6.18 СНиП).

Несущая способность продольного ребра может считаться достаточной и обеспечивающей отсутствие смещения в радиальном направлении точек, расположенных вдоль продольных краев (по крайним образующим), в том случае, если каждое ребро может по устойчивости воспринять продольную нагрузку, равную P/n, где P — полная нагрузка панели; n — число продольных ребер.

Все изложенное справедливо для панелей значительной кривизны, у которых

$$\frac{b^2}{r\delta} > \frac{3,6}{C}, \tag{18.59}$$

где b — ширина панели по направляющей окружности;
C — см. табл. 18.2 и формулы (18.11), (18.12) и (18.13) с учетом формулы (18.16).

Если же кривизна панели мала и характеризуется тем, что

$$\frac{b^2}{r\delta} \leqslant \frac{3,6}{C}, \tag{18.60}$$

то для такой панели, закрепленной от радиального смещения по всему контуру (т. е. при схеме, описанной выше), критическое напряжение от продольных сил определяется так же, как для плоской пластинки, по формуле

$$\sigma_{01} = 3,6\,E\,\frac{\delta^2}{b^2}. \tag{18.61}$$

При этом общая форма потери устойчивости будет в виде выпучин и вмятин квадратной формы каждая со стороной квадратов, равной b в обоих направлениях. В продольном направлении величина b будет как бы длиной полуволны $l=b$ (подробнее см. работу А. С. Вольмира [23]).

§ 4. УСТОЙЧИВОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК

Материалы по вопросам исследования устойчивости конических оболочек стали появляются в литературе сравнительно не так давно. В числе первых следует отметить работы И. Я. Штаермана и А. Пфлюгера. Позже рассматриваемый вопрос был исследован Х. М. Муштари [83], А. С. Вольмиром [22], С. Д. Погореловым [134, 135, 95] и др. Обзор вопроса и практические рекомендации имеются в работе Б. М. Броуде [12]. Справочные данные приведены в книгах [121, 97] и др.

В трудах научных конференций по вопросам теории оболочек и пластинок вопрос об устойчивости конических оболочек рассматривался неоднократно [95, 135, 134].

Наконец, нормативные указания опубликованы в СНиП II-В.3-62* [114].

В большинстве исследований рассматривается линейная задача об устойчивости конической оболочки. Действительные критические напряжения оказываются в несколько раз меньшими, чем по линейной теории. Имеющиеся решения задачи в нелинейной постановке пока еще не могут быть рекомендованы для практических расчетов строительных листовых конструкций.

Для упомянутых целей приемлема рекомендация Х. М. Муштари [83] о том, что для расчета конических оболочек следует пользоваться результатами, полученными для цилиндрических оболочек, выбирая при

этом подходящую величину условного радиуса оболочки, приведенной к цилиндрической. Кратко остановимся на обоснованиях этой рекомендации.

Во-первых, как указывается в работе [83], нелинейные уравнения в задаче об устойчивости конической оболочки совпадают с соответствующими уравнениями для цилиндрической оболочки с радиусом $r^* = r_i/\cos\beta$ (рис. 18.8), если при этом пренебречь некоторыми малыми величинами порядка $\sqrt{\frac{\delta}{r}}$ по сравнению с единицей. Это является обоснованным не только для практических целей, но и математически при $\sqrt{\frac{\delta}{r}} \to 0$, что соответствует так называемому асимптотическому интегрированию уравнений теории оболочек.

Во-вторых, в тех случаях, когда при потере устойчивости образуются достаточно короткие волны длиной порядка $\sqrt{r\delta}$, то замена переменных геометрических параметров в пределах одной полуволны некоторыми постоянными величинами приводит к достаточно малой погрешности того же порядка. Эта идея, первоначально примененная к линейной теории краевого эффекта оболочек, была впервые использована И. Я. Штаерманом в применении к теории устойчивости оболочек. Этой предпосылке была дана наглядная интерпретация; указано, что образовавшийся узкий волновой пояс в зоне экватора оболочки вращения при потере устойчивости весьма близок к волновому поясу, появляющемуся при потере устойчивости цилиндрической оболочки.

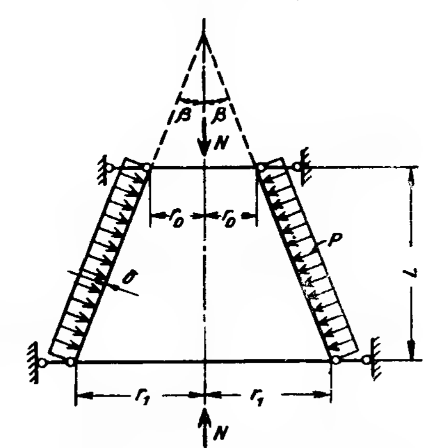


Рис. 18.8. Схема с обозначениями для расчета устойчивости стенки конической оболочки

Позднее Ю. Н. Работновым было дано в такой постановке построение общей линейной теории локальной устойчивости оболочек. В. З. Власов обобщил теорию на случай нелинейных задач.

Исследование локальной потери устойчивости оболочек рационально также тем, что ей может определяться в конечном счете и несущая способность в целом по устойчивости. Такой подход позволяет существенно конкретизировать задачу учета влияния на устойчивость погрешностей формы. На VI Всесоюзной конференции по теории оболочек и пластинок в 1966 г. вопрос о локальной потере устойчивости подчеркивался С. Н. Каном и другими авторами [135].

Указания по расчету конических оболочек на устойчивость при сжатии, содержащиеся в СНиП II-В.3-62*, отвечают современному уровню знаний, поскольку они обосновываются перечисленными выше данными и результатами теоретических и экспериментальных исследований отечественных и зарубежных авторов.

Приводимые ниже указания по расчету устойчивости конических оболочек, согласно СНиП II-В.3-62*, содержат некоторые уточнения.

Коническая оболочка вращения с углом конусности $\beta \leqslant 60°$, сжатая усилием N вдоль оси, с краями, закрепленными от радиального смещения (рис. 18.8), проверяется на устойчивость по формуле

$$N \leqslant N_{01} m, \tag{18.62}$$

где N — расчетное усилие;

$$N_{01} = 2\pi r^* \delta\sigma_{01} \cos^2\beta \text{ — критическое усилие;} \tag{18.63}$$

m — коэффициент условий работы;

σ_{01} — критическое напряжение цилиндрической оболочки, согласно формулам (18.10) и (18.11) определяемое в функции от r/δ (где $r=r^*$);

$$r^* = \frac{0{,}9\, r_1 + 0{,}1\, r_0}{\cos\beta} \text{ —} \qquad (18.64)$$

обозначения см. рис. 18.8.

Коническая оболочка вращения при действии внешнего равномерного давления p, нормального к боковой поверхности, проверяется на устойчивость по формуле

$$\sigma_2 \leqslant \sigma_{02}\, m; \qquad (18.65)$$

$$\sigma_{02} = 0{,}55\, E \left(\frac{r^*}{L}\right)\left(\frac{\delta}{r^*}\right)^{3/2}, \qquad (18.66)$$

где $\sigma_2 = \frac{pr^*}{\delta}$ — расчетное кольцевое напряжение оболочки;

L — высота оболочки согласно рис. 18.8;

r^* — радиус, определяемый по формуле (18.64);

m — коэффициент условий работы.

Коническая оболочка, подверженная одновременному действию продольных сил N и радиального сжатия силами p (рис. 18.8), проверяется на устойчивость по формуле

$$\frac{N}{N_{01}} + \frac{\sigma_2}{\sigma_{02}} \leqslant m. \qquad (18.67)$$

При этом должно быть соблюдено условие

$$\sqrt{\sigma^2 + \sigma_2^2 - \sigma\sigma_2} \leqslant \sigma_\text{т}\, m, \qquad (18.68)$$

где

$$\sigma = \frac{N}{2\pi r^*\, \delta \cos^2\beta}.$$

Расчет на устойчивость конических оболочек от других воздействий и их сочетаний производится методами, аналогичными изложенным в § 3 для цилиндрических оболочек, с заменой радиуса r на приведенный радиус r^*, определяемый по формуле (18.64).

Все результаты, приведенные в этом параграфе, справедливы для конических оболочек, у которых $\beta \leqslant 60°$.

§ 5. УСТОЙЧИВОСТЬ СФЕРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК[1]

Задача классической линейной теории устойчивости замкнутых сферических оболочек идеальной формы при равномерном радиальном сжатии была решена Целли и Лейбензоном. Она приведена в ряде работ, в том числе [22, 133] и др.

Критическое напряжение $\sigma_0^\text{в}$, согласно этой теории, определяется формулой (18.69), дающей те же абсолютные значения верхнего критического напряжения, что и формула (18.1) для идеальной цилиндрической оболочки при осевом сжатии:

$$\sigma_0^\text{в} = \frac{1}{\sqrt{3(1-\mu^2)}}\, E\, \frac{\delta}{\rho} \approx 0{,}605\, E\, \frac{\delta}{\rho}, \qquad (18.69)$$

где ρ — радиус сферы.

---

[1] Материалы, приведенные для сферических сегментов, относятся к подъемистым (непологим) сегментам, у которых $f \geqslant r/2{,}5$, где f — стрелка подъема в центре; r — см. рис. 18.9.

Верхние критические напряжения по формуле (18.69) не подтверждаются экспериментами с оболочками, изготовленными обычными способами. Сферические оболочки и сферические сегменты весьма чувствительны к начальным несовершенствам, и поэтому действительные критические напряжения в несколько раз (в четыре и более) ниже определенных по формуле (18.69). Так, например, эксперименты Зехлера и Боли [12] дали значение верхних критических напряжений $\sigma_0^{в} \approx 0{,}15 E \frac{\delta}{\rho}$. В производственных условиях эти значения получаются еще меньше.

В связи с тем что еще не создано теории для определения верхних критических напряжений с учетом начальных несовершенств, получил применение метод условной оценки несущей способности по устойчивости снизу путем определения нижних критических напряжений $\sigma_0^{н}$ (о чем даны соответствующие определения в § 1). Этот метод проверки устойчивости в большом, основанный на нелинейной теории, позволяет косвенным образом учесть влияние начальных несовершенств.

Исходные предположения, принятые для выводов нелинейной теории, не являются вполне стабильными. Так, может рассматриваться задача, когда сфера при потере устойчивости имеет одну вмятину (увеличивающуюся или уменьшающуюся), — решается симметричная задача; другой вид исходных предпосылок, когда имеется несколько вмятин, — несимметричная задача. Практика показывает, что конфигурация и расположение вмятин сферических оболочек при потере ею устойчивости достаточно разнообразны.

При анализе устойчивости пологих сферических сегментов может применяться теория пологих оболочек, неприменимая для полных сфер и подъемистых сферических сегментов.

При решении нелинейных задач устойчивости сферических оболочек применялись вариационные методы Ритца и Бубнова — Галеркина, а за последнее время методы численного интегрирования с применением электронно-вычислительной техники. Необходимо упомянуть имена ученых, исследовавших вопросы устойчивости сферических оболочек и сегментов в нелинейной постановке: Х. М. Муштари, Р. Г. Суркин, Фридрихс, А. Г. Габриелянц, В. И. Феодосьев, Э. И. Григолюк, С. Н. Кан, Г. А. Гениев, Н. С. Чаусов, Ачер, Вейничке, Рейсс, Виллих и др.

Значения нижних критических напряжений, полученные теоретически для полных сфер в нелинейной постановке, равны:

$$\text{от } \sigma_0^{н} = 0{,}155E\frac{\delta}{\rho} \text{ до } \sigma_0^{н} = 0{,}11E\frac{\delta}{\rho}. \qquad (18.70)$$

Первое значение получили Муштари и Суркин; второе — Муштари в более поздней работе, пользуясь методом Галеркина, но введя некоторые уточнения (варьируя не только амплитуду, но и диаметр вмятины).

Теоретические исследования устойчивости пологого сферического сегмента с заделанным контуром при симметричной деформации, проведенные Рейссом [12], свидетельствуют о том, что для сферических оболочек и сферических сегментов можно рекомендовать единую формулу для определения нижних критических напряжений, а именно (18.70) при значении числового коэффициента, равном 0,11.

Экспериментальные исследования сферических сегментов, описанные в работе [22] (по работам Кармана и Цзяна), свидетельствуют о том, что имеющимися теоретическими исследованиями охвачен далеко не весь диапазон различных форм потери устойчивости в большом.

Экспериментальные значения критических давлений и напряжений оказываются достаточно разнообразными и при этом зависящими от величины центрального угла охвата сегмента θ (рис. 18.9).

В упомянутой работе А. С. Вольмира ориентировочно признано возможным предложить для тщательно изготовленных оболочек экспериментальные критические напряжения и давления соответственно определять по формулам

$$\sigma'_0 = C_c E \frac{\delta}{\rho} \text{ и } p'_0 = 2C_c E \frac{\delta^2}{\rho^2}, \tag{18.71}$$

где C_c — принимается по табл. 18.9 в зависимости от параметра

$$\lambda^2 = 12(1-\mu^2)\frac{r^2}{\rho\delta},$$

характеризующего кривизну сегмента. Угол $\theta \leqslant 180°$ (см. примечание в конце данного параграфа).

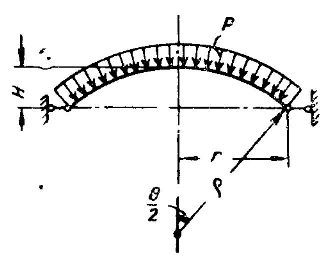


Рис. 18.9. Схема сферического сегмента

При начальных погибах, достигающих порядка толщины оболочки, значения критических напряжений и давлений по формуле (18.71) предлагается снизить приблизительно вдвое.

Для оболочек (рис. 18.9) с отношением $\rho/\delta = 400 \div 2000$ и $\theta = 40 \div 120°$ рекомендована [22] следующая экспериментальная формула для определения критической нагрузки p^1:

$$p'_0 = 0{,}3kE\left(\frac{\delta}{\rho}\right)^2, \tag{18.72}$$

где

$$k = \left(1 - 0{,}175\frac{\theta° - 40°}{40°}\right)\left(1 - 0{,}07\frac{\rho}{400\delta}\right). \tag{18.73}$$

Таблица 18.9

λ^2	100—500	500—1500	Более 1500
C_c	0,15	0,12	0,09

Согласно действующим нормам проектирования строительных металлоконструкций (СНиП II-В.3-62*) с учетом поправок расчет выполняется следующим образом.

Полная сферическая оболочка или ее сегмент с $\rho/\sigma \leqslant 500$ и краями, закрепленными от радиальных смещений, при действии внешнего равномерного давления p, нормального к поверхности, проверяется на устойчивость по формуле (18.2), где σ_0 — меньшая из величин

$$\sigma_0 = \varphi^* R \tag{18.74}$$

и

$$\sigma_0 = 0{,}1E\frac{\delta}{\rho}, \tag{18.75}$$

где $\sigma = \frac{p\rho}{2\delta}$ [см. формулу (18.2) и рис. 18.9];

φ^* — берется из табл. 18.1;

R — расчетное сопротивление материала;

δ — толщина оболочки.

Некоторые результаты исследования[1] устойчивости сферической оболочки с начальными осесимметричными погибями, находящейся под действием внешнего равномерного радиального давления p

Локальные погрешности формы в виде вмятины или выпучины вдоль окружности, имеющей осесимметричный характер, могут существенно снижать устойчивость оболочки в целом, и их необходимо учитывать при расчете устойчивости.

Критическое напряжение σ_0, соответствующее формулам (18.74), (18.75) и (18.2), определяется по формуле (18.76) и принимается в качестве расчетной величины, если его значение получится меньшим, чем по формулам (18.74) или (18.75):

$$\sigma_0 = C_{\text{лок}} E \frac{\delta}{\rho}, \tag{18.76}$$

$$\text{где } C_{\text{лок}} = \left(\sqrt{3(1-\mu^2)}\right)^{-1}\left[1+\left(\frac{k\rho}{n^4\delta}\right)^{0,5}\right]^{-1} = 0,605\left[1+\left(\frac{k\rho}{n^4\delta}\right)^{0,5}\right]^{-1}; \tag{18.77}$$

$$k = 3000(1-\mu^2)\left[\left(\frac{\rho}{l}\right)^2 \frac{w_0}{(r\delta)^{0,5}}\right]^2; \tag{18.78}$$

w_0 – начальная кольцевая вмятина;

l – протяженность вмятины по образующей;

n — число волн в окружном направлении при потере устойчивости.

Связь числа волн в окружном направлении и вдоль меридиана для случая свободного опирания мысленно выделенной части оболочки осуществляется следующей зависимостью:

$$n^4 = \frac{E\rho^2\delta}{D}\left[1-\frac{\rho}{\rho_0}+\left(\frac{m\pi\rho}{nl}\right)^2\right]^2; \tag{18.79}$$

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)};$$

$\rho_0 = \dfrac{l^2}{8w_0}$ — средний радиус кривизны при вмятине глубиной w_0 на длине l.

Критическое давление, соответствующее напряжению по формуле (18.76):

$$p_0 = 2C_{\text{лок}} E \frac{r\delta^2}{\rho^2}. \tag{18.80}$$

Глава 19

КРАЕВОЙ И МЕСТНЫЙ ЭФФЕКТ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ОБОЛОЧЕК

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ПРИКЛАДНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА КРАЕВОГО ЭФФЕКТА

Напряжения и деформации тонкостенных оболочек, определяемые по безмоментной (мембранной) теории, имеют достаточно точные для прикладных целей значения лишь в зонах, удаленных от мест сосредоточенного изменения геометрических и статических параметров оболоч-

[1] Приводимые ниже результаты взяты из доклада С. Н. Кана иа VI Всесоюзной конференции по теории оболочек и пластинок в 1966 г. [135].

ки (форма, размеры, жесткость), а также от мест резкого изменения силовых воздействий.

На участках, называемых местами возникновения краевого эффекта, кроме усилий, напряжений и деформаций, определяемых по безмоментной теории, возникают еще дополнительные краевые усилия, напряжения и деформации, носящие название краевого эффекта.

В настоящей главе рассматриваются осесимметричные случаи краевого эффекта.

Вследствие упругого сопротивления соседних с местами возникновения краевого эффекта частей замкнутой круговой оболочки краевой эффект не распространяется далеко, а действует лишь на сравнительно узкой зоне, распространяясь в ее пределах быстро затухающими волнами. Ориентировочный характер затухающих прогибов приведен на рис. 19.1, где по оси x отложены ординаты прогибов, а по оси y — длины образующих оболочки. Величина S, характеризующая длину волны затухания краевого эффекта, приведена в табл. 19.1.

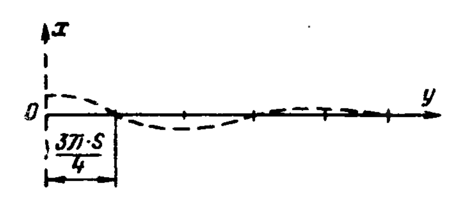


Рис. 19.1. Схема затухания прогибов при краевом эффекте (ось Ox — место возникновения краевого эффекта)

Физические причины возникновения краевого эффекта:

а) стесненность свободы деформаций оболочки, отвечающих мембранным напряжениям;

б) перелом или эксцентрицитет образующих, что приводит при осесимметричной нагрузке к возникновению местных сил, распределенных по окружности оболочки в виде проекций меридиональных усилий на плоскость, нормальную к ее оси, или моментов от эксцентрицитета;

в) сосредоточение сил или моментов на окружности, а также разрыв непрерывности силовых воздействий в смежных направляющих окружностях (при этом в рассматриваемых осесимметричных случаях силовые воздействия по окружности распределены равномерно).

Возникновение краевого эффекта может быть обусловлено появлением как одной из этих причин в отдельности, так и любых их сочетаний.

Поясним на примерах замкнутых оболочек, изображенных на рис. 19.2, причины возникновения краевого эффекта.

Приращение радиусов осесимметричной оболочки произвольного очертания (см. схему в табл. 19.3):

$$\Delta\rho_1 = \frac{\rho_1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_2); \quad \Delta\rho_2 = \frac{\rho_2}{E}(\sigma_2 - \mu\sigma_1). \qquad (19.1)$$

В частности, на уровне a—a (рис. 19.2) при нестесненной деформации и нагрузке p приращения радиусов выразятся величинами:

для цилиндра

$$\Delta r = \frac{r}{E}\left(\sigma_2^{ц} - \mu\sigma_1^{ц}\right) = \frac{r^2 p}{Eh_{ц}}\left(1 - \frac{\mu}{2}\right);$$

для конуса

$$\Delta R = \frac{R}{E}\left(\sigma_2^{к} - \mu\sigma_1^{к}\right) = \frac{R^2 p}{Eh_{к}}\left(1 - \frac{\mu}{2}\right). \qquad (19.2)$$

В общем случае $\Delta r \neq \Delta R \sin\beta$, что при свободной упругой деформации вызвало бы относительное смещение в сечении a — a.

Взаимная связанность цилиндрической и конической оболочек препятствует свободным деформациям этих оболочек, вследствие чего на уровне a — a наблюдается местный изгиб, обусловленный первой причиной возникновения краевого эффекта.

Кроме того, краевой эффект возникает вследствие перелома образующей и наличия распределенных по окружности в плоскости $a-a$ местных сил в виде проекций меридиональных усилий конической оболочки.

Воздействие этих сил вызывает деформации и напряжения, отличные от возникающих на участках оболочек, удаленных от сечения $a-a$, что также сопровождается явлением местного изгиба оболочек.

Таким образом, в общем случае для схемы, изображенной на рис. 19.2, *а*, краевой эффект вызывается двумя первыми причинами.

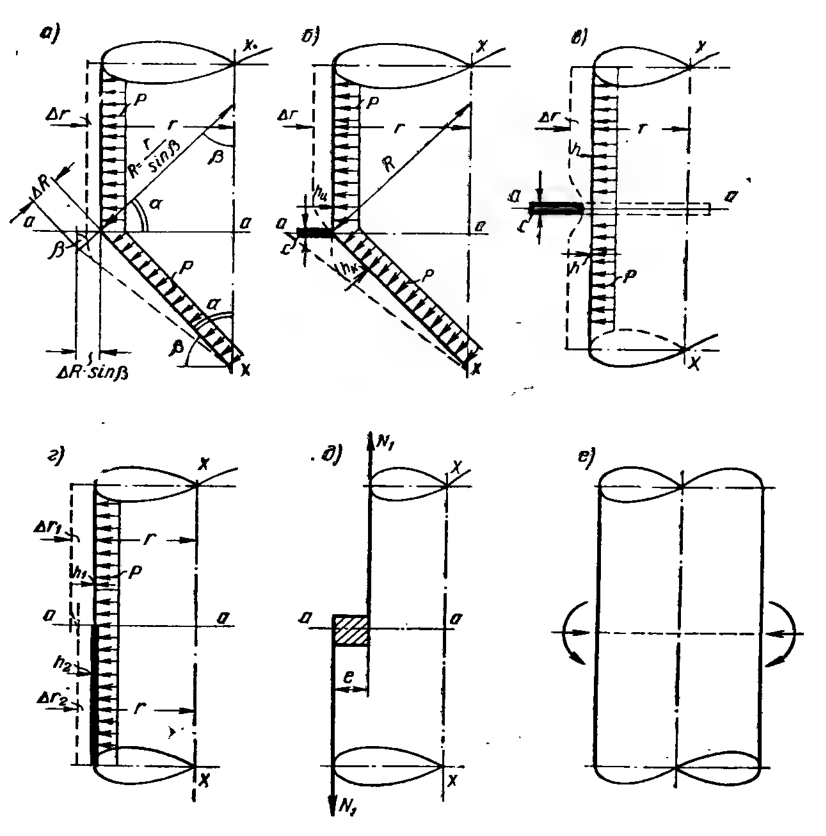


Рис. 19.2. Схемы пересечений оболочек и примыканий к ним

а — пересечение цилиндра и конуса; *б* — пересечение цилиндра, конуса и кольца; *в* — цилиндрическая оболочка с кольцом жесткости; *г* — примыкание двух цилиндрических оболочек различных толщин; *д* — внецентренное примыкание двух цилиндрических оболочек; *е* — загружение радиальными силами и моментами, распределенными по одной направляющей окружности

В частном случае, при отношении толщин оболочек $\frac{h_ц}{h_к}=\sin\beta$ и нагрузке в виде внутреннего или внешнего равномерного давления p, будем иметь $\Delta r=\Delta R\sin\beta$, что легко получить из формул (19.1), (19.2). При этом отпадает первая причина появления краевого эффекта.

Возможно подобрать и такое соотношение толщин в месте возникновения краевого эффекта, чтобы в каждом данном частном случае обе причины его возникновения взаимно погашали друг друга.

В случае, показанном на рис. 19.2, *б*, также воздействуют обе причины возбуждения краевого эффекта. Кольцо жесткости служит дополнительной связью, препятствующей свободному развитию деформаций оболочек. Приращение радиуса кольца жесткости в заданной системе выражается величиной

$$\Delta r_{ж} = (pc + H_{к} + H_{ц}) \frac{r_{ж}^2}{EF}, \qquad (19.3)$$

где $H_{к}$ и $H_{ц}$ — распоры конической и цилиндрической оболочек;
F — площадь сечения кольца.

Распоры $H_{к}$ и $H_{ц}$ получаются в результате решения краевой задачи.

На рис. 19.2, *в, г* показаны примеры появления краевого эффекта, вызванные первой причиной. Перелома образующих нет, но деформации стеснены в первом случае (рис. 19.2, *в*) наличием кольца жесткости, а во втором (рис. 19.2, *г*) связанностью двух оболочек, имеющих разную толщину и вследствие этого неодинаковые величины свободных деформаций при одной и той же нагрузке p.

Изображенный на рис. 19.2, *д* случай краевого эффекта вызван только одной второй причиной. Перелом (эксцентрицитет) образующих вызывает по кольцу на уровне $a — a$ появление местных моментов от эксцентрицитета, приводящих к краевому изгибу оболочки. Случай, показанный на рис. 19.2, *е*, соответствует третьей причине возникновения краевого эффекта.

Прикладные методы решения задач краевого эффекта

В местах возникновения краевого эффекта в сечениях оболочек кроме меридиональных и кольцевых усилий, определяемых по безмоментной теории, как упоминалось, появляется еще изгиб оболочек, сопровождающийся возникновением изгибающих моментов, поперечных сил и дополнительных меридиональных и кольцевых усилий, вызванных изгибом оболочек.

Эти дополнительные усилия и вызванные ими деформации не могут быть определены по мембранной (безмоментной) теории. Для определения их следует применить моментную теорию и рассмотреть перемещения статически неопределимой системы из сопрягаемых оболочек с кольцом жесткости или без него.

На основе выводов теории расчета оболочек имеется возможность решить задачу о краевом эффекте обычными методами строительной механики: методом сил или методом перемещений (деформаций).

При решении задачи методом сил используется условие неразрывности деформаций (относительный сдвиг, относительный угол поворота и разрыв сечений равны нулю). Оболочка у места возникновения краевого эффекта отделяется нормальным сечением и, таким образом, превращается в основную статически определимую систему. К отсеченным частям оболочки и кольцам жесткости прикладываются заданные нагрузки и усилия, определенные ранее по безмоментной теории, а также неизвестные искомые усилия: моменты в меридиональном направлении и силы в плоскости, нормальной к оси оболочки. Затем составляются обычные канонические уравнения метода сил. В частном случае при двух неизвестных — моменте X_1 и силе X_2 — канонические уравнения имеют вид

$$\left.\begin{aligned} X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + \Delta_{1P} = 0; \\ X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + \Delta_{2P} = 0 \end{aligned}\right\} \qquad (19.4)$$

Значения единичных перемещений δ_{ik} и перемещений от нагрузок Δ_{iP}, входящих в состав канонических уравнений, определяются при помощи табл. 19.1—19.10. После решения канонических уравнений и нахождения неизвестных усилий определяют напряжения и деформации методами, описанными в § 3.

При решении задачи методом перемещений (деформаций) используется условие равенства нулю или заданной величине внешних реактив-

ных сил, действующих на сопрягаемые оболочки и кольцо жесткости в месте возникновения краевого эффекта (рис. 19.3).

В упомянутом месте дается условное защемление системы от поворота и смещения. Затем составляются канонические уравнения, по внешнему виду аналогичные уравнениям метода сил. Неизвестными в этих уравнениях являются угол поворота узла y_1 и смещение узла y_2 по радиусу в плоскости, нормальной к оси оболочки. Направлением поворота и смещения задаются.

Вид этих уравнений:

$$\left.\begin{aligned} y_1 a_{11} + y_2 a_{12} + A_{1P} = 0; \\ y_1 a_{21} + y_2 a_{22} + A_{2P} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (19.5)$$

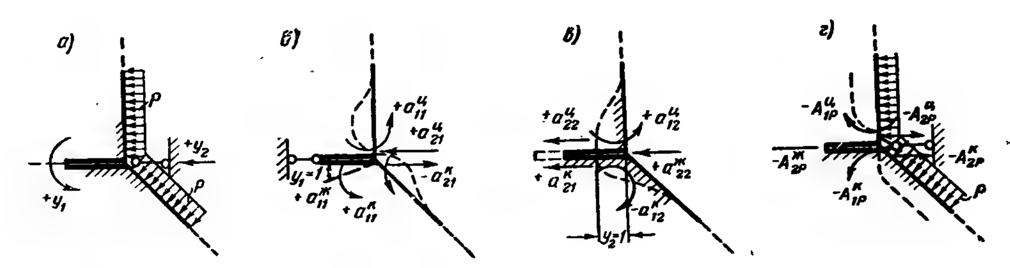


Рис. 19.3. Расчетная схема метода перемещений для узла пересечения цилиндра, конуса и кольца

а — основная система; *б* — реакция от единичного поворота; *в* — реакция от единичного смещения; *г* — реакция в основной системе от нагрузок

Коэффициенты уравнений a_{in} означают суммы внешних реактивных сил, которые необходимо приложить к сопрягаемым оболочкам и кольцу жесткости, чтобы дать им смещение или поворот, равный единице. Первый индекс означает направление реакции; второй — причину, ее вызвавшую (например, a_{12} — реакция в направлении *1* от единичного смещения в направлении *2*). Коэффициенты A_{iP} означают суммы внешних реактивных сил защемленных краев сопрягаемых элементов от внешней нагрузки. Коэффициенты a_{in} и A_{iP} называются силовыми. Знаки их считаются положительными при совпадении направлений реактивных сил с заданными направлениями перемещений. Получение положительных знаков перемещений в результате решения уравнений (19.5) свидетельствует о том, что направление их задано правильно. Получение отрицательного знака перемещения показывает обратное его направление по сравнению с тем, которым задались.

Как пример приведем расчет узла сопряжения конуса, цилиндра и кольца жесткости (рис. 19.3) при равномерном внутреннем давлении p:

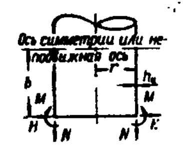
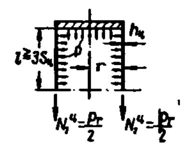
$$\left.\begin{aligned} a_{11} = a_{11}^{ц} + a_{11}^{к} + a_{11}^{ж};\ a_{12} = a_{12}^{ц} - a_{12}^{к};\ a_{21} = a_{21}^{ц} - a_{21}^{к}; \\ a_{22} = a_{22}^{ц} + a_{22}^{к} + a_{22}^{ж}; \\ A_{1P} = -A_{1P}^{ц} + A_{1P}^{к};\ A_{2P} = -A_{2P}^{ц} - A_{2P}^{к} - A_{2P}^{ж}. \end{aligned}\right\} \qquad (19.6)$$

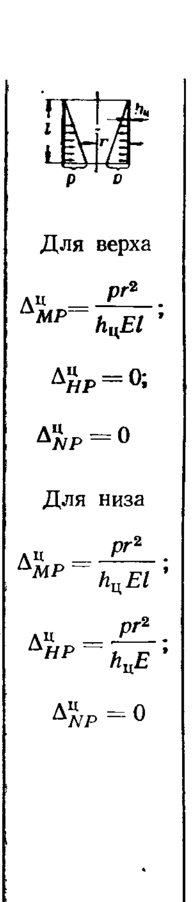
Из равенств (19.6) видны, в частности, известные соотношения $a_{12} = a_{21}$; $a_{21}^{ц} = a_{12}^{ц}$; $a_{12}^{к} = a_{21}^{к}$.

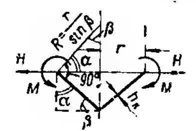
Единичные силовые коэффициенты определяются из соотношения

$$a_{ik} = \frac{1}{\delta_{ik}}, \qquad (19.7)$$

и, таким образом, могут быть определены из тех же табл. 19.1—19.10 для определения единичных перемещений δ_{ik} методом сил. Силовые коэф-

Единичные перемещения δ_{in} ($M=1$; $H=1$; $N=1$)	Перемещения от	
	равномерное давление p в замкнутой (закрытой) оболочке	равномерное давление p в открытой оболочке
		Круговой 
$\delta^{ц}_{MM}=\frac{S_{ц}K_1}{EJ^{ц}_0}$; $\delta^{ц}_{HM}=\delta^{ц}_{MH}=\frac{S^2_{ц}K_2}{2EJ^{ц}_0}$; $\delta^{ц}_{HH}=\frac{S^3_{ц}K_3}{2EJ^{ц}_0}$; $\delta^{ц}_{NN}=\frac{b}{Eh_{ц}}$; $\delta^{ц}_{MN}=\delta^{ц}_{NM}=\delta^{ц}_{NH}=\delta^{ц}_{HN}=0$, где $S_{ц}=\frac{\sqrt{rh_{ц}}}{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}$; при $\mu=0,3$ $S_{ц}=0,78\sqrt{rh_{ц}}$; $J^{ц}_0=\frac{h^3_{ц}}{12(1-\mu^2)}$; $J^{ц}_0=\frac{h^3_{ц}}{10,92}$; K_1, K_2, K_3 см. табл. 19.7; K_i определяется в функции от $\lambda=\frac{l_1}{S_{ц}}$, где l_1 — расстояние между местами возникновения краевого эффекта. При $\lambda \geqslant 3$ $K=1$; μ — коэффициент Пуассона	 $\Delta^{ц}_{MP}=0$; $\Delta^{ц}_{HP}=\frac{pr^2}{Eh_{ц}}\times\left(1-\frac{\mu}{2}\right)$; $\Delta^{ц}_{NP}=\frac{pbr}{2Eh_{ц}}(1-2\mu)$	$\Delta^{ц}_{MP}=0$; $\Delta^{ц}_{HP}=\frac{pr^2}{h_{ц}E}$; $\Delta^{ц}_{NP}=0$

нагрузок Δ_{nP}				
линейно нарастающее (по закону треугольника) давление p в открытой оболочке	вертикальная равномерно распределенная по поверхности нагрузка g	вертикальная равномерно распределенная по горизонтальной поверхности нагрузка q	нагрузка N_0, приложенная вдоль образующих (равномерно)	равномерный нагрев на t градусов
цилиндр (основная система)				
 Для верха $\Delta^{ц}_{MP} = \frac{pr^2}{h_ц El}$; $\Delta^{ц}_{HP} = 0$; $\Delta^{ц}_{NP} = 0$ Для низа $\Delta^{ц}_{MP} = \frac{pr^2}{h_ц El}$; $\Delta^{ц}_{HP} = \frac{pr^2}{h_ц E}$; $\Delta^{ц}_{NP} = 0$	$\Delta^{ц}_{Mg} = 0$; $\Delta^{ц}_{Hg} = \frac{\mu g r^2}{2Eh_y}$; $\Delta^{ц}_{Ng} = -\frac{grb}{2h_ц E}$		$\Delta^{ц}_{MN_0} = 0$; $\Delta^{ц}_{HN_0} = -\frac{\mu N_0 r}{Eh_ц}$; $\Delta^{ц}_{NN_0} = \frac{N_0 b}{h_ц E}$	$\Delta^{ц}_{Mt} = 0$; $\Delta^{ц}_{Ht} = \alpha tr$; $\Delta^{ц}_{Nt} = \alpha tb$; $\alpha = 0{,}000012$ — коэффициент температурного расширения стали

Единичные перемещения δ_{in} ($M=1$; $H=1$; $N=1$)	Перемещения от		
	равномерное давление p в замкнутой (закрытой) оболочке	равномерное давление p в открытой оболочке	
		Круговой 	
$\delta^{к}_{MM}=\dfrac{S_к}{EJ^к_0\gamma_1}$; $\delta^{к}_{HM}=\delta^{к}_{MH}=\dfrac{S^2_к\sin\beta}{2EJ^к_0\gamma_1}$; $\delta^{к}_{HH}=\dfrac{S^3_к\sin^2\beta}{2EJ^к_0}\cdot\dfrac{\gamma_2}{\gamma_1}$, где $S_к=0{,}78\sqrt{Rh_к}$ (при $\mu=0{,}3$); $J^к_0=\dfrac{h^3_к}{12(1-\mu^2)}$; $\gamma_1=1+\dfrac{S_к\operatorname{ctg}\beta(4-\mu)}{4R}=1+\dfrac{S_к\cos\beta(4-\mu)}{4r}$; $\gamma_2=1-\dfrac{S_к\operatorname{ctg}\beta}{4R}=1-\dfrac{S_к\cos\beta}{4r}$	$\Delta^{к}_{MP}=\dfrac{3pR\operatorname{ctg}\beta}{2h_кE}$; $\Delta^{к}_{HP}=\dfrac{pR^2\left(1-\dfrac{\mu}{2}\right)\sin\beta}{h_кE}$	$\Delta^{к}_{MP}=\dfrac{3pR\operatorname{ctg}\beta}{2\left(1-\dfrac{\mu}{2}\right)h_кE}$; $\Delta^{к}_{HP}=\dfrac{pR^2\sin\beta}{h_кE}$;	

Примечания: 1. Канонические уравнения метода сил

$$\begin{cases} X_1\delta_{11}+X_2\delta_{12}+X_3\delta_{13}+\ldots X_n\delta_{1n}+\Delta_{1P}=0;\\ X_1\delta_{21}+X_2\delta_{22}+X_3\delta_{23}+\ldots X_n\delta_{2n}+\Delta_{2P}=0;\\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\ X_1\delta_{n1}+X_2\delta_{n2}+X_3\delta_{n3}+\ldots X_n\delta_{nn}+\Delta_{nP}=0.\end{cases}$$

2. Знаки величин δ_{in} и Δ_{iP} приняты применительно к направлениям усилий и нагрузок, показанным

3. Числовые значения функций $\varphi(mx)=\varphi\left(\dfrac{x}{S_п}\right)$; $\xi(mx)=\xi\left(\dfrac{x}{S_п}\right)$; $\psi(mx)=\psi\left(\dfrac{x}{S_п}\right)$;
мается величина a, а вместо $m=1/S$ величина $1/S_n$. Аналитические выражения функций расчета балок на

$\psi(mx)=$

где x — ось координат; $m=\dfrac{1}{S}=\sqrt[4]{\dfrac{3(1-\mu^2)}{r^2h^2}}=\sqrt[4]{\dfrac{K}{4D}}$, в частности, для оболочки $k=\dfrac{Eh}{r^2}$;

нагрузок Δ_{iP}				
линейно нарастающее (по закону треугольника) давление p в открытой оболочке	вертикальная равномерно распределенная по поверхности нагрузка g	вертикальная равномерно распределенная по горизонтальной поверхности нагрузка q	нагрузка N_0, приложенная вдоль образующих (равномерно)	равномерный нагрев на t градусов
конус (основная система)				
	$\Delta^{к}_{MP} = \frac{gR}{h_к E \sin\beta} \times \left[\left(1+\frac{\mu}{2}\right)\cos 2\beta + \frac{1-\mu}{2}\right]$; $\Delta^{к}_{HP} = \frac{gR^2}{2Eh_к} \times [\sin 2\beta - \mu \operatorname{tg}\beta]$	$\Delta^{к}_{MP} = \frac{qR}{Eh_к \operatorname{tg}\beta} \times \left[\left(1+\frac{\mu}{2}\right)\cos 2\beta + \frac{1-\mu}{2}\right]$; $\Delta^{к}_{HP} = \frac{qR^2}{2Eh_к}[\cos 2\beta + (1-\mu)]\sin\beta$		$\Delta^{к}_{Mt} = 0$; $\Delta^{к}_{Ht} = \alpha r t$

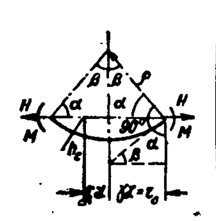
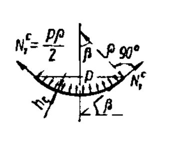
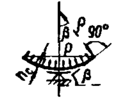
на схемах таблиц 19.1—19.10.

$\theta(mx) = \theta\left(\frac{x}{S_п}\right)$ можно найти в книгах [56, 92, 109]. При этом в данном частном случае вместо x прини-

упругом основании: $\theta(mx) = e^{-mx}\cos mx$; $\xi(mx) = e^{-mx}\sin mx$; $\varphi(mx) = \theta(mx) + \xi(mx)$;

$\theta(mx) - \xi(mx)$,

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}.$$

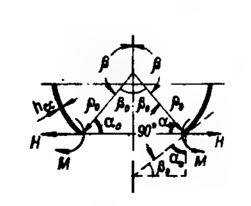
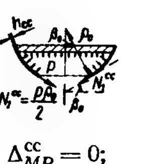
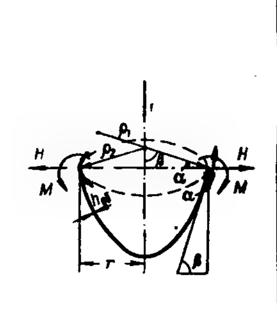
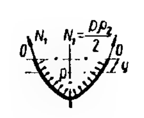
Основная система	Единичные перемещения δ_{in} ($M=1$; $H=1$; $N=1$)	Перемещения от	
		равномерное давление p в замкнутой (закрытой) оболочке	равномерное давление p в открытой оболочке
			Усеченный
	$\delta_{MM}^{кк}=\dfrac{S_{кк}}{EJ_0^{кк}\nu_3}$; $\delta_{MH}^{кк}=\delta_{HM}^{кк}=$ $=\dfrac{S_{кк}^2\sin\beta_0}{2\,EJ_0^{кк}\nu_3}$; $\delta_{HH}^{кк}=\dfrac{S_{кк}^3\sin^2\beta_0}{2EJ_0^{кк}}\cdot\dfrac{\nu_4}{\nu_3}$, где $S_{кк}=0{,}78\sqrt{R_0h_{кк}}$ (при $\mu=0{,}3$); $J_0^{кк}=\dfrac{h_{кк}^3}{12(1-\mu^2)}$; $\nu_3=1-$ $-\dfrac{S_{кк}\,\mathrm{ctg}\,\beta_0\,(1-\mu)}{4R_0}=$ $=1-\dfrac{S_{кк}\cos\beta_0(1-\mu)}{4r_0}$; $\nu_4=1-\dfrac{S_{кк}\,\mathrm{ctg}\,\beta_0}{4R_0}=$ $=1-\dfrac{S_{кк}\cos\beta_0}{4r_0}$	$\Delta_{MP}^{кк}=\dfrac{3pR_0\,\mathrm{ctg}\,\beta_0}{2h_{кк}E}$; $\Delta_{HP}^{кк}=\dfrac{pR_0^2\left(1-\dfrac{\mu}{2}\right)\sin\beta_0}{Eh_{кк}}$	$\Delta_{MP}^{кк}=\dfrac{3pR_0\,\mathrm{ctg}\,\beta_0}{2\left(1-\dfrac{\mu}{2}\right)h_{кк}E}$; $\Delta_{HP}^{кк}=\dfrac{pR_0^2\sin\beta_0}{Eh_{кк}}$
			 Сфера
	Единичные перемещения δ_{in} определять по табл. 19.8 и 19.9 с учетом пояснений к ним и оценки точности результатов согласно табл. 19.10	 $\Delta_{MP}^{с}=0$; $\Delta_{HP}^{с}=\dfrac{p\rho^2\sin\beta\,(1-\mu)}{2Eh_{с}}$	 $\Delta_{MP}^{с}=0$; $\Delta_{HP}^{с}=\dfrac{p\rho^2\sin\beta}{2Eh_{с}}$

* См. примечания к табл. 19.1.

Таблица 19.2*

нагрузок Δ_{nP}			
линейно нарастающее (по закону треугольника) давление p в открытой оболочке	вертикальная равномерно распределенная по поверхности нагрузка g	вертикальная равномерно распределенная по горизонтальной поверхности нагрузка q	равномерный нагрев на t градусов
круговой конус			
			$\Delta^{кк}_{Mt} = 0$; $\Delta^{кк}_{Ht} = \alpha r_0 t$
$\Delta^c_{MP} = -\frac{\gamma\rho^2 \sin\beta}{Eh_c}$; $\Delta^c_{HP} = -\frac{\gamma\rho^3 \sin\beta}{Eh_c}\left[(1-\cos\beta)\left(\frac{1+\mu}{3}\operatorname{ctg}^2\beta + 1\right) - \frac{1+\mu}{6}\right]$, где γ — объемный вес	$\Delta^c_{MP} = \frac{(2+\mu)\rho g \sin\beta}{Eh_c}$; $\Delta^c_{HP} = \frac{g\rho^2 \sin\beta}{Eh_c} \times \left[\cos\beta - \frac{1+\mu}{1+\cos\beta}\right]$	$\Delta^c_{MP} = \frac{q\rho \sin\beta \cos\beta (3+\mu)}{Eh_c}$; $\Delta^c_{HP} = \frac{q\rho^2 \sin\beta (\cos 2\beta - \mu)}{2Eh_c}$	$\Delta^c_{Mt} = 0$; $\Delta^c_{Ht} = \alpha t \rho \sin\beta$

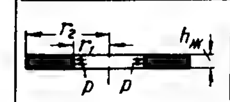
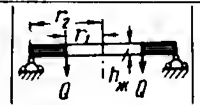
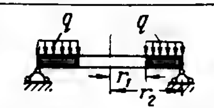
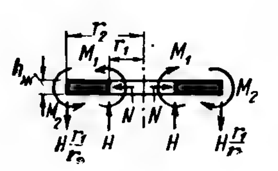
Таблица 19.3*

Основная система	Единичные перемещения δ_{in} $(M=1;\ H=1;\ N=1)$	Перемещения от нагрузок Δ_{nP}		
		равномерное давление p в замкнутой (закрытой) оболочке	равномерное давление p в открытой оболочке	равномерный нагрев на t градусов
Усеченная сфера				
	Для определения единичных перемещений δ_{in} следует пользоваться данными табл. 19.8 и 19.9 с учетом известных тригонометрических соотношений: $\beta_0 = 180° - \beta$; $\sin\beta = \sin\beta_0$; $\cos\beta = -\cos\beta_0$; $\operatorname{ctg}\beta = -\operatorname{ctg}\beta_0$ (а также того, что радиус сферы обозначен через ρ_0)	 $\Delta_{MP}^{cc} = 0$; $\Delta_{HP}^{cc} = \dfrac{p\rho_0^2 \sin\beta_0 (1-\mu)}{2Eh_{cc}}$	 $\Delta_{MP}^{cc} = 0$; $\Delta_{HP}^{cc} = \dfrac{p\rho_0^2 \sin\beta_0}{2Eh_{cc}}$	$\Delta_{Mt}^{cc} = 0$; $\Delta_{Ht}^{cc} = \alpha t \rho_0 \sin\beta_0$
Осесимметричная оболочка двоякой кривизны произвольного очертания				
	$\delta_{MM}^{об} = \dfrac{S_{об}}{EJ_0^{об}}$; $\delta_{MH}^{об} = \delta_{HM}^{об} = \dfrac{S_{об}^2}{2EJ_0^{об}} \sin\beta$; $\delta_{HH}^{об} = \dfrac{\sin^2\beta}{2EJ_0^{об}} \left(S_{об}^3 - \dfrac{\mu S_{об}^4}{2\rho_2} \operatorname{ctg}\beta \right)$, где $S_{об} = \dfrac{\sqrt{\rho_2 h_{об}}}{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}$; при $\mu = 0{,}3$ $S_{об} = 0{,}78\sqrt{\rho_2 h_{об}}$; $J_0^{об} = \dfrac{h_{об}^3}{12(1-\mu^2)}$; при $\mu = 0{,}3$ $J_0^{об} = \dfrac{h_{об}^3}{10{,}92}$.	 $\Delta_{HP}^{об} = \dfrac{\rho_2}{E}(\sigma_2 - \mu\sigma_1)\sin\beta = \dfrac{p\rho_2^2 \sin\beta}{2Eh}\left[\left(2 - \dfrac{\rho_2}{\rho_1} - \mu\right)\right]$; $\Delta_{MP}^{об} = \dfrac{(\Delta_{HP}^{об})_0 - (\Delta_{HP}^{об})_y}{y}$,		$\Delta_{Mt}^{об} = 0$; $\Delta_{Ht}^{об} = \alpha t \rho_2 \sin\beta$

Основная система	Единичные перемещения δ_{in} ($M=1$; $H=1$; $N=1$)	Перемещения от нагрузок Δ_{nP}: равномерное давление p в замкнутой (закрытой) оболочке	равномерное давление p в открытой оболочке	равномерный нагрев на t градусов
	Некоторые величины, необходимые для вывода значений Δ_{nP}: $\frac{\sigma_1}{\rho_1}+\frac{\sigma_2}{\rho_2}=\frac{p}{h}$ (уравнение Лапласа); $\sigma_1=\frac{p\rho_2}{2h}$; $\sigma_2=\frac{p\rho_2}{2h}\left(2-\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)$	где y — расстояние по образующей от уровня O—O до рассматриваемой точки; $\left(\Delta_{HP}^{об}\right)_0$ и $\left(\Delta_{HP}^{об}\right)_y$ — перемещения на уровнях соответственно O и y		
	Плоская круглая пластинка			
	$\delta_{MM}^{пл}=\frac{12r(1-\mu)}{Eh_{пл}^3}$; $\delta_{MN}^{пл}=\delta_{NM}^{пл}=0$; $\delta_{NN}^{пл}=\frac{r(1-\mu)}{Eh_{пл}}$. где μ — коэффициент поперечной деформации.	$\Delta_{MP}^{пл}=-\frac{3p(1-\mu)r^3}{2Eh_{пл}^3}$;	$\Delta_{NP}^{пл}=0$	$\Delta_{Mt}^{пл}=0$; $\Delta_{Nt}^{пл}=\alpha tr$

* См. примечания к табл. 19.1.

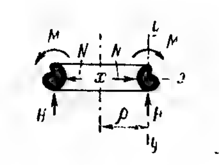
Таблица 19.4*

<table>
<tr><th rowspan="2">Основная система</th><th rowspan="2">Единичные перемещения δ_{in} ($M=1$; $H=1$; $N=1$)</th><th colspan="4">Перемещения от нагрузок Δ_{nP}</th></tr>
<tr><th></th><th></th><th></th><th>равномерный нагрев на $t°$</th></tr>
<tr><td colspan="6">Плоская кольцевая пластинка</td></tr>
<tr>
<td>
$$J_0^{ж}=\frac{h_{ж}^3}{12(1-\mu^2)}$$</td>
<td>$$\delta^{ж}_{M_1M_1}=\frac{r_1^3r_2^2}{EJ_0^{ж}(r_2^2-r_1^2)}\left[\frac{1}{r_1^2(1-\mu)}+\frac{1}{r_2^2(1+\mu)}\right];$$
$$\delta^{ж}_{M_1M_2}=\delta^{ж}_{M_2M_1}=\frac{r_1^2r_2}{EJ_0^{ж}(r_2^2-r_1^2)}\left[\frac{1}{1-\mu}+\frac{1}{1+\mu}\right];$$
$$\delta^{ж}_{M_2M_2}=\frac{r_2}{EJ_0^{ж}(r_2^2-r_1^2)}\left[\frac{r_2^2}{1+\mu}+\frac{r_1^2}{1-\mu}\right];$$
$$\delta^{ж}_{M_1H}=\delta^{ж}_{HM_1}=\frac{r_1^2}{EJ_0^{ж}}\left[\frac{1}{2(1+\mu)}-\frac{r_2^2}{(1-\mu)(r_2^2-r_1^2)}\ln\frac{r_1}{r_2}\right];$$
$$\delta^{ж}_{M_2H}=\delta^{ж}_{HM_2}=\frac{r_2^2}{EJ_0^{ж}}\left[\frac{1}{2(1+\mu)}-\frac{r_1^2}{(1-\mu)(r_2^2-r_1^2)}\ln\frac{r_1}{r_2}\right];$$
$$\delta^{ж}_{HH}=\frac{r_1}{4EJ_0^{ж}}\left[\frac{(3+\mu)(r_2^2-r_1^2)}{2(1+\mu)}+r_1^2\ln\frac{r_1}{r_2}\right];$$
$$\delta^{ж}_{M_1N}=\delta^{ж}_{NM_1}=\delta^{ж}_{M_2N}=\delta^{ж}_{NM_2}=\delta^{ж}_{HN}=\delta^{ж}_{NH}=0;$$
$$\delta^{ж}_{NN}=\frac{r_1}{h_{ж}E}\left(\frac{r_2^2+r_1^2}{r_2^2-r_1^2}+\mu\right)$$</td>
<td>Нагрузка p равномерно распределена по внутренней грани кольца радиуса r_1:
$$\Delta^{ж}_{M_1P}=\Delta^{ж}_{M_2P}=\Delta^{ж}_{HP}=0;$$
$$\Delta^{ж}_{NP}=\frac{pr_1}{E}\times\left(\frac{r_2^2+r_1^2}{r_2^2-r_1^2}+\mu\right)$$</td>
<td>Нагрузка Q равномерно распределена по длине окружности радиуса r_1:
$$\Delta^{ж}_{M_1Q}=-\delta^{ж}_{M_1H}Q;$$
$$\Delta^{ж}_{M_2Q}=-\delta^{ж}_{M_2H}Q;$$
$$\Delta^{ж}_{HQ}=-\delta^{ж}_{HH}Q;$$
$$\Delta^{ж}_{NQ}=0$$</td>
<td>Нагрузка q равномерно распределена по всей поверхности пластинки:
$$\Delta^{ж}_{M_1q}=\frac{qr_1}{16EJ_0^{ж}}\left[r_1^2-\frac{r_2^2}{2}-\frac{(5+\mu)r_2^2}{2(1+\mu)}\right]+\delta^{ж}_{M_1H}\frac{qr_1}{2}-\delta^{ж}_{M_1M_1}\frac{q}{16}(3+\mu)(r_2^2-r_1^2);$$
$$\Delta^{ж}_{M_2q}=-\frac{qr_2^3}{8EJ_0^{ж}(1+\mu)}+\delta^{ж}_{M_2H}\frac{qr_1}{2}-\delta^{ж}_{M_2M_1}\frac{q}{16}(3+\mu)(r_2^2-r_1^2);$$
$$\Delta^{ж}_{Hq}=-\frac{q}{64EJ_0^{ж}}\left[\frac{(5+\mu)r_2^4}{1+\mu}-\frac{(5+\mu)r_1^2r_2^2}{1+\mu}-r_1^2r_2^2+r_1^4\right]+\delta^{ж}_{HH}\frac{qr_1}{2}-\delta^{ж}_{HM_1}\frac{q}{16}\times(3+\mu)(r_2^2-r_1^2)$$</td>
<td>$$\Delta^{ж}_{Mt}=\Delta^{ж}_{Ht}=0;$$
$$\Delta^{ж t}_{N}=\alpha t r_1$$</td>
</tr>
</table>

* См. примечания к табл. 19.1.

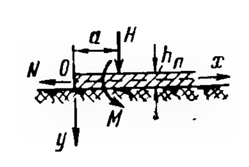
Таблица 19.5*

Основная система	Единичные перемещения δ_{in}	Равномерный нагрев на t градусов
Кольцо прямоугольного сечения, ширина которого b не мала по сравнению со средним радиусом $\rho = \dfrac{r_1 + r_2}{2}$, а высота h_k не мала по сравнению с b		
$\rho = \dfrac{r_1 + r_2}{2}$	$\delta_{MM}^{\text{к}_0} = \dfrac{12\rho}{Eh_{\text{к}_0}^3 \ln \dfrac{r_2}{r_1}} = \dfrac{6(r_1 + r_2)}{Eh_{\text{к}_0}^3 \ln \dfrac{r_2}{r_1}};$ $\delta_{MH}^{\text{к}_0} = \delta_{HM}^{\text{к}_0} = \delta_{MM}^{\text{к}_0} \dfrac{b\left(1 + \dfrac{r_1}{r_2}\right)}{2} = \dfrac{6\rho b\left(1 + \dfrac{r_1}{r_2}\right)}{Eh_{\text{к}_0}^3 \ln \dfrac{r_2}{r_1}} = \dfrac{3(r_1 + r_2) b\left(1 + \dfrac{r_1}{r_2}\right)}{Eh_{\text{к}_0}^3 \ln \dfrac{r_2}{r_1}};$ $\delta_{HN_1}^{\text{к}_0} = \delta_{N_1H}^{\text{к}_0} = \delta_{HN_2}^{\text{к}_0} = \delta_{N_2H}^{\text{к}_0} = \delta_{N_1M}^{\text{к}_0} = \delta_{MN_1}^{\text{к}_0} = \delta_{N_2M}^{\text{к}_0} = \delta_{MN_2}^{\text{к}_0} = 0;$ $\delta_{HH}^{\text{к}_0} = \delta_{MH}^{\text{к}_0} \dfrac{b}{2} = \dfrac{1{,}5(r_1 + r_2) b^2 \left(1 + \dfrac{r_1}{r_2}\right)}{Eh_{\text{к}_0}^3 \ln \dfrac{r_2}{r_1}};$	$\Delta_{Mt}^{\text{к}_0} = \Delta_{Ht}^{\text{к}_0} = 0;$ $\Delta_{N_1t}^{\text{к}_0} = \alpha t r_1;$ $\Delta_{N_2t}^{\text{к}_0} = \alpha t r_2$

Основная система	Единичные перемещения δ_{in}	Равномерный нагрев на t градусов
	$\delta^{K_0}_{N_1N_1} = \dfrac{r_1}{h_{K_0}E}\left[\dfrac{1+\left(\dfrac{r_1}{r_2}\right)^2}{1-\left(\dfrac{r_1}{r_2}\right)^2}+\mu\right]$; $\delta^{K_0}_{N_2N_2} = \dfrac{r_2}{Eh_{K_0}}\left[\dfrac{1+\left(\dfrac{r_1}{r_2}\right)^2}{1-\left(\dfrac{r_1}{r_2}\right)^2}-\mu\right]$; $\delta^{K_0}_{N_2N_1} = \dfrac{2r_1^2}{Eh_{K_0}\, r_2\left(1-\dfrac{r_1^2}{r_2^2}\right)}$; $\delta^{K_0}_{N_1N_2} = \delta^{K_0}_{N_2N_1}$, когда $N_2 = N_1\dfrac{r_1}{r_2}$; $\delta^{K_0}_{N_1N_2} = \dfrac{2r_1}{Eh_{K_0}\left(1-\dfrac{r_1^2}{r_2^2}\right)}$, когда $N_2 \neq N_1\dfrac{r_1}{r_2}$	
Кольцо произвольного сечения, размеры которого малы по сравнению с радиусом ρ		
	$\delta^{K_0K_0}_{MM} = \dfrac{\rho^2}{EJ_x}$; $\delta^{K_0K_0}_{NN} = \dfrac{\rho^2}{EF}$; $\delta^{K_0K_0}_{MH} = \delta^{K_0K_0}_{HM} = \delta^{K_0K_0}_{NH} = \delta^{K_0K_0}_{HN} = 0$	$\Delta^{K_0K_0}_{Mt} = \Delta^{K_0K_0}_{Ht} = 0$; $\Delta^{K_0K_0}_{Nt} = \alpha t\rho$

* См. примечания к табл. 19.1.

Таблица 19.6*

Основная система	Единичные перемещения δ_{in} ($M=1$; $H=1$; $N=1$)	Перемещения от нагрузок Δ_{nP}: равномерная нагрузка q по линии на расстоянии a от края	Перемещения от нагрузок Δ_{nP}: равномерная нагрузка p по всей площади, не доходящая до края на расстоянии a
Полубесконечная пластинка на упругом основании			
	$\delta^{п}_{MM}=\frac{S_п}{EJ^{п}_0}\cdot\frac{1+\varphi^2\left(\frac{a}{S_п}\right)+2\theta^2\left(\frac{a}{S_п}\right)}{4}$ $\delta^{п}_{MH}=\delta^{п}_{HM}=\frac{\theta^2\left(\frac{a}{S_п}\right)S^2_п}{2EJ^{п}_0}$ $\delta^{п}_{HH}=\frac{S^3_п}{EJ^{п}_0}\cdot\frac{\left[1+2\theta^2\left(\frac{a}{S_п}\right)+\psi^2\left(\frac{a}{S_п}\right)\right]}{8}$ $\delta^{п}_{NM}=\delta^{п}_{MN}=\delta^{п}_{NH}=\delta^{п}_{HN}=0\approx\delta^{п}_{NN}$ (для круглой пластинки можно также принять $\delta^{пл}_{NN}$ из табл. 19.3) $S_п=\sqrt[4]{\frac{4\,EJ^{п}_0}{K}}$, где K — коэффициент постели пластинки (выражает нагрузку на постель в *кГ/см*², необходимую для того, чтобы пластинка сместилась на 1 *см*)	$\Delta^{п}_{Mq}=\frac{q\theta^2\left(\frac{a}{S_п}\right)S^2_п}{2\,EJ^{п}_0}$; $\Delta^{п}_{Hq}=\frac{qS^3_п}{EJ^{п}_0}\cdot\frac{\left[1+2\theta^2\left(\frac{a}{S_п}\right)+\psi^2\left(\frac{a}{S_п}\right)\right]}{8}$; $\Delta^{п}_{Nq}=0$	$\Delta^{п}_{MP}=-\frac{pS^3_п}{8\,EJ^{п}_0}\left[1-\varphi\left(\frac{a}{S_п}\right)\psi\left(\frac{a}{S_п}\right)+2\theta\left(\frac{a}{S_п}\right)\xi\left(\frac{a}{S_п}\right)\right]$; $\Delta^{п}_{HP}=\frac{pS^4_п}{8EJ^{п}_0}\left[1+\psi\left(\frac{a}{S_п}\right)\theta\left(\frac{a}{S_п}\right)-\xi\left(\frac{a}{S_п}\right)\psi\left(\frac{a}{S_п}\right)\right]$; $\Delta^{п}_{NP}=0$

* См. примечания к табл. 19.1.

Таблица 19.7

Значения величины $K_{1,2,3}$, приведенных в табл. 19.1—19.6

λ	K_1	Разность	K_2	Разность	K_3	Разность
0,50	24,18661	5,95160	12,02662	2,07805	4,0052	0,36315
0,55	18,23501	4,12393	9,94857	1,67786	3,63937	0,30190
0,60	14,11108	2,94570	8,37071	1,22584	3,33747	0,25530
0,65	11,16538	2,15940	7,14487	0,97125	3,08217	0,21855
0,70	9,00598	1,61671	6,17362	0,78152	2,86362	0,18894
0,75	7,38927	1,23318	5,39210	0,63750	2,67468	0,16492
0,80	6,15609	0,95610	4,75460	0,52537	2,50976	0,14519
0,85	5,19999	0,75133	4,22923	0,44100	2,36457	0,12853
0,90	4,44866	0,59787	3,78823	0,37012	2,23604	0,11454
0,95	3,85079	0,48081	3,41811	0,31396	2,12150	0,10259
1,00	3,36998	0,39030	3,10415	0,26836	2,01891	0,09227
1,05	2,97968	0,31949	2,83579	0,23077	1,92664	0,08336
1,10	2,66019	0,26339	2,60502	0,19944	1,84328	0,07552
1,15	2,39680	0,21856	2,40558	0,17320	1,76776	0,06864
1,20	2,17824	0,18233	2,23238	0,15099	1,69912	0,06253
1,25	1,99591	0,15286	2,08139	0,13209	1,63659	0,05708
1,30	1,84305	0,12868	1,9430	0,11590	1,57951	0,05220
1,35	1,71437	0,10871	1,83340	0,10194	1,52731	0,04781
1,40	1,60566	0,09209	1,73146	0,08983	1,47950	0,04381
1,45	1,51357	0,08821	1,64163	0,07930	1,43569	0,04021
1,50	1,43536	0,06654	1,56233	0,07008	1,39548	0,03690
1,55	1,36882	0,05669	1,49225	0,06197	1,35858	0,03389
1,60	1,312213	0,04834	1,43028	0,05484	1,32468	0,03110
1,65	1,26379	0,04123	1,37544	0,04852	1,29359	0,02855
1,70	1,22256	0,03516	1,32692	0,04291	1,26504	0,02619
1,75	1,18740	0,02991	1,28401	0,03794	1,23885	0,02401
1,80	1,15743	0,02553	1,24607	0,03355	1,21484	0,02199
1,85	1,13190	0,02170	1,21257	0,02955	1,19285	0,02012
1,90	1,11020	0,01891	1,18302	0,02654	1,17273	0,01890

λ	K_1	Разность	K_2	Разность	K_3	Разность
1,95	1,09129	0,01510	1,15648	0,02234	1,15383	0,01624
2,00	1,07619	0,01316	1,13414	0,02004	1,13759	0,01527
2,05	1,06303	0,01107	1,11410	0,01752	1,12232	0,01387
2,10	1,05196	0,00927	1,09658	0,01527	1,10845	0,01257
2,15	1,04269	0,00773	1,08131	0,01327	1,09587	0,01138
2,20	1,03496	0,00641	1,06805	0,01148	1,08449	0,01026
2,25	1,02855	0,00528	1,05658	0,00988	1,07423	0,00924
2,30	1,02327	0,00433	1,04669	0,00846	1,06499	0,00829
2,35	1,01894	0,00351	1,03823	0,00722	1,05670	0,00741
2,40	1,01543	0,00283	1,03101	0,00611	1,04929	0,00661
2,45	1,01260	0,00225	1,02490	0,00514	1,04268	0,00587
2,50	1,01035	0,00177	1,01976	0,00429	1,03681	0,00519
2,55	1,00858	0,00137	1,01547	0,00354	1,03162	0,00459
2,60	1,00721	0,00105	0,01193	0,00290	1,02703	0,00401
2,65	1,00616	0,00079	0,00903	0,00235	1,02302	0,00351
2,70	1,00537	0,00057	0,00668	0,00187	1,01951	0,00305
2,75	1,00480	0,00057	0,00481	0,00187	1,01648	0,00305

фициенты от нагрузки A_{Pi}, являющиеся опорными реакциями от нагрузки у оболочек и кольца жесткости, входящих в рассматриваемую систему, при защемлении в месте возникновения краевого эффекта определяются отдельно методом сил.

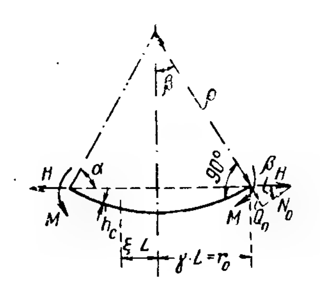
После решения уравнений (19.5) и нахождении неизвестных y_1 и y_2 определяют неизвестные усилия M_1 и H как сумму усилий в основной системе, например для случая, приведенного в примере рис. 19.3:

$$\left.\begin{aligned} M_1^{\text{ц}} &= a_{11}^{\text{ц}} y_1 + a_{12}^{\text{ц}} y_2 + A_{1P}^{\text{ц}}; \quad M_1^{\text{к}} = a_{11}^{\text{к}} y_1 + a_{12}^{\text{к}} y_2 + A_{1P}^{\text{к}};\\ M_1^{\text{ж}} &= a_{11}^{\text{ж}} y_1 + a_{12}^{\text{ж}} y_2 + A_{1P}^{\text{ж}};\\ H^{\text{ц}} &= a_{21}^{\text{ц}} y_1 + a_{22}^{\text{ц}} y_2 + A_{2P}^{\text{ц}};\\ H^{\text{к}} &= a_{21}^{\text{к}} y_1 + a_{22}^{\text{к}} y_2 + A_{2P}^{\text{к}};\\ H^{\text{ж}} &= a_{21}^{\text{ж}} y_1 + a_{22}^{\text{ж}} y_2 + A_{2P}^{\text{ж}}. \end{aligned}\right\} \quad (19.8)$$

В данном случае $A_{1P}^{\text{ж}}=0$.

Точные решения краевой задачи для всех оболочек вращения, кроме цилиндрической с постоянной толщиной стенки, являются довольно сложными и громоздкими в математическом отношении. Так, для сферической оболочки задача решается с помощью гипергеометрических ря-

Таблица 19.8



Значения единичных перемещений δ^{c}_{in} для подъемистых или не слишком пологих сферических оболочек, имеющих значения $\gamma \geqslant 6$, по данным разных авторов

П. Л. Пастернак, Б. Н. Шебуев [148, 152]	С. П. Тимошенко [132]	Ю. А. Шиманский [149]	А. И. Лурье [77]	П.Л. Пастернак и др. [92а]
$\delta^{c}_{MM} = \frac{S_c}{EJ^{c}_{0} W_1} = \frac{4\rho^2}{Eh_c S^3_c W_1}$ (1)	δ^{c}_{MM} — по формуле (1) без изменений;	$\delta^{c}_{MM} = \frac{S_c}{EJ^{c}_{0}}$. (5)	$\delta^{c}_{MM} = \frac{S_c W_4}{EJ^{c}_{0}} = \frac{4\rho^2 W_4}{Eh_c S^3_c}$. (8)	По приближенному методу П. Л. Пастернака для любой не слишком пологой оболочки вращения формулы (5), (6) а также:
$\delta^{c}_{MH} = \delta^{c}_{HM} = \frac{S^2_c \sin\beta}{2EJ^{c}_{0} W_1} = \frac{2\rho^2 \sin\beta}{Eh_c S^2_c W_1}$. (2)	$\delta^{c}_{MH} = \delta^{c}_{HM}$ — по формуле (2) без изменений	$\delta^{c}_{MH} = \delta^{c}_{HM} = \frac{S^2_c}{2EJ^{c}_{0}} \sin\beta$. (6)	$\delta^{c}_{MH} = \delta^{c}_{HM} = \frac{S^2_c \sin\beta\, W_4}{2EJ^{c}_{0}} = \frac{2\rho^2 \sin\beta\, W_4}{Eh_c S^2_c}$. (9)	$\delta^{c}_{HH} = \frac{S^3}{2EJ_0} \sin^2\beta$, (11)

$\delta^{c}_{HH}=\frac{S_c^3\sin^2\beta}{2EJ_0^c}\cdot\frac{W_2}{W_1}=$ $=\frac{2\rho^2\sin^2\beta}{Eh_c S_c}\cdot\frac{W_2}{W_1}$ (3)	$\delta^{c}_{HH}=\frac{S_c^3\sin^2\beta}{2EJ_0^c}\cdot\frac{1}{2}\times$ $\times\left(W_3+\frac{1}{W_1}\right)=$ $=\frac{\lambda\rho\sin^2\beta}{Eh_c}\left(W_3+\frac{1}{W_1}\right).$ (4)	$\delta^{c}_{HH}=\frac{\rho}{Eh_c}\sin\beta\left(\frac{2\rho}{S_c}\sin\beta-\right.$ $\left.-\mu\cos\beta\right)=\frac{S_c^3}{2EJ_0^c}\sin^2\beta-$ $-\frac{\mu\rho}{Eh_c}\sin\beta\cos\beta.$ (7)	$\delta^{c}_{HH}=\frac{S_c^3\sin^2\beta W_5}{2EJ_0^c}=$ $=\frac{2\rho^2\sin^2\beta W_5}{Eh_c S_c}=$ $=\frac{\rho}{Eh_c}\sin\beta\left(\frac{2\rho}{S_c}\sin\beta-\right.$ $\left.-2\mu\cos\beta\right).$ (10)	где $S=0{,}78\sqrt{\rho_2 h}$ (при $\mu=0{,}3$); ρ_2 — кольцевой радиус кривизны конического сечения (для сферы $\rho_1=\rho_2=\rho$)

Обозначения к табл. 19.8 и 19.9:

$$J_0^c=\frac{h_c^3}{12(1-\mu^2)}=\frac{h_c^3}{10{,}92}\ \text{при}\ \mu=0{,}3;\qquad S_c=\frac{\sqrt{\rho h_c}}{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}\ \text{при}\ \mu=0{,}3\quad S_c=0{,}78\sqrt{\rho h_c};$$

$$\lambda=\frac{\rho}{S_c}=\sqrt[4]{3(1-\mu^2)\frac{\rho^2}{h_c^2}}\qquad L=\frac{S_c}{\sqrt{2}}\ \text{при}\ \mu=0{,}3\quad L=0{,}707\,S_c=0{,}55\sqrt{\rho h_c};\ \gamma=\frac{r_0}{L}=\frac{r_0\sqrt{2}}{S_c};$$

$$W_1=1-\frac{S_c}{\rho}(0{,}5-\mu)\operatorname{ctg}\beta=1-\frac{1}{\lambda}(0{,}5-\mu)\operatorname{ctg}\beta;\qquad W_2=1-0{,}5\frac{S_c}{\rho}\operatorname{ctg}\beta=1-0{,}5\frac{1}{\lambda}\operatorname{ctg}\beta;$$

$$W_3=1-\frac{S_c}{\rho}(0{,}5+\mu)\operatorname{ctg}\beta=1-\frac{1}{\lambda}(0{,}5+\mu)\operatorname{ctg}\beta;\qquad W_4=1+\frac{S_c}{\rho}(0{,}5-\mu)\operatorname{ctg}\beta=1+\frac{1}{\lambda}(0{,}5-\mu)\operatorname{ctg}\beta;$$

$$W_5=1-\mu\frac{S_c}{\rho}\operatorname{ctg}\beta=1-\frac{\mu}{\lambda}\cdot\operatorname{ctg}\beta.$$

Примечания: 1. Для сферических оболочек, имеющих отношение радиуса к толщине ρ/h от 50 до 500, упрощенные решения оказываются пригодными и для $\gamma\leq 1$; в указанных случаях они мало отличаются от результатов, полученных более точными методами.

2. Таблицы и графики для функций $Z_1(\gamma)$; $Z_2(\gamma)$; $Z_1'(\gamma)$; $Z_2'(\gamma)$; $\bar{Z}_1(\gamma)$; $\bar{Z}_2(\gamma)$ и $F(\gamma)$ приведены в книгах Б. Г. Коренева [56], М. Н. Ручимского [109] и др.

Таблица 19.9

Значения единичных перемещений δ_{in}^{c} для пологих оболочек, имеющих значения $\gamma<6$ (по работам В. З. Власова [19] и М. Н. Ручимского [109]

Основные решения для пологих оболочек при $\gamma<6$	Упрощенные решения для очень пологих оболочек при $\gamma\ll1$ (см. примечание 1 к табл. 19.8)	
	Полные выражения значений δ_{in}^{c} для $\gamma\ll1$	Выражения перемещений δ_{in}^{c}, если отбросить величины высших порядков малости
$$\delta_{MM}^{c}=-\frac{L}{EJ_0^{c}F(\gamma)}\left\{\left[Z_1'(\gamma)\right]^2+\left[Z_2'(\gamma)\right]^2\right\} \quad (12)$$	$$\delta_{MM}^{c}=-\frac{L}{EJ_0^{c}F(\gamma)}\left[\frac{\gamma^6}{256}+\frac{\gamma^2}{4}\right] \quad (15)$$	$$\delta_{MM}^{c}\approx\frac{L\gamma}{2EJ_0^{c}\left(1-\frac{1-\mu}{2}\right)}. \quad (15')$$
$$\delta_{MH}^{c}=\delta_{HM}^{c}=-\frac{L^2}{EJ_0^{c}F(\gamma)}\sin\beta\left[Z_1'(\gamma)Z_1(\gamma)+Z_2'(\gamma)Z_2(\gamma)\right] \quad (13)$$	$$\delta_{MH}^{c}=\delta_{HM}^{c}=-\frac{L^2}{EJ_0^{c}F(\gamma)}\sin\beta\,\frac{\gamma^3}{16} \quad (16)$$	$$\delta_{MH}^{c}=\delta_{HM}^{c}\approx\frac{L^2\gamma^2}{8EJ_0^{c}\left(1-\frac{1-\mu}{2}\right)}\sin\beta \quad (16')$$
$$\delta_{HH}^{c}=-\frac{L^3}{EJ_0^{c}F(\gamma)}\sin^2\beta\left[\bar Z_1(\gamma)Z_1(\gamma)+\bar Z_2(\gamma)Z_2(\gamma)\right]+(1+\mu)\frac{\rho\sin\beta\cos^2\beta}{Eh_c}, \quad (14)$$	$$\delta_{HH}^{c}=-\frac{L^3}{EJ_0^{c}F(\gamma)}\sin^2\beta\left(1-\frac{1-\mu}{2}-\frac{1-\mu}{64}\gamma^4+\frac{\gamma^4}{16}\right)+(1+\mu)\frac{\rho\sin\beta\cos^2\beta}{Eh_c}, \quad (17)$$	$$\delta_{HH}^{c}\approx\frac{2L^3}{EJ_0^{c}\gamma}\sin^2\beta+(1+\mu)\frac{\rho\sin\beta\cos^2\beta}{Eh_c} \quad (17')$$
где $$Z_1(\gamma)=1-\frac{\gamma^4}{2^2\cdot4^2}+\frac{\gamma^8}{2^2\cdot4^2\cdot6^2\cdot8^2}-\frac{\gamma^{12}}{2^2\cdot4^2\cdots12^2}+\cdots$$ $$Z_2(\gamma)=-\frac{\gamma^2}{2^2}+\frac{\gamma^6}{2^2\cdot4^2\cdot6^2}-\frac{\gamma^{10}}{2^2\cdot4^2\cdots10^2}+\cdots$$ $$Z_1'(\gamma)=-\frac{\gamma^3}{2^2\cdot4}+\frac{\gamma^7}{2^2\cdot4^2\cdot6^2\cdot8}-\frac{\gamma^{11}}{2^2\cdot4^2\cdots10^2\cdot12}+\cdots$$ $$Z_2'(\gamma)=-\frac{\gamma}{2}+\frac{\gamma^5}{2^2\cdot4^2\cdot6}-\frac{\gamma^9}{2^2\cdot4^2\cdot6^2\cdot8^2\cdot10}+\cdots$$ $$\bar Z_1(\gamma)=Z_1(\gamma)+(1-\mu)\frac{Z_2'(\gamma)}{\gamma},$$ $$\bar Z_2(\gamma)=Z_2(\gamma)-(1-\mu)\frac{Z_1'(\gamma)}{\gamma}$$ $$F(\gamma)=\bar Z_1(\gamma)Z_2'(\gamma)-\bar Z_2(\gamma)Z_1'(\gamma)$$ (всегда отрицательная величина).	где $$F(\gamma)=\frac{\gamma}{2}\left(\frac{1-\mu}{2}-1-\frac{\gamma^4}{32}+\frac{\gamma^4(1-\mu)}{128}\right)$$	(здесь $F(\gamma)\approx\frac{\gamma}{2}\left(\frac{1-\mu}{2}-1\right)$) В частности, при $\mu=0{,}3$ будем иметь: $$\delta_{MM}^{c}\approx\frac{L\gamma}{1{,}3EJ_0^{c}}. \quad (15'')$$ $$\delta_{MH}^{c}=\delta_{HM}^{c}\approx\frac{L^2\gamma^2}{5{,}2\,EJ_0^{c}}\sin\beta. \quad (16'')$$ $$\delta_{HH}^{c}\approx\frac{2L^3}{EJ_0^{c}\gamma}\sin^2\beta+1{,}3\frac{\rho\sin\beta\cos^2\beta}{Eh_c} \quad (17'')$$ (Здесь $F(\gamma)\approx-0{,}325\gamma$)

[1] См. обозначения и примечания к табл. 19.8.

дов, очень медленно сходящихся, и у которых значения первых членов во много раз превосходят окончательную сумму ряда.

Однако имеются строгие доказательства того, что решения краевой задачи для любой подъемистой (непологой) оболочки вращения с половиной центрального угла конического сечения оболочки в пределах 30—90° имеют большое сходство с краевой задачей цилиндрической оболочки. На этом основан приближенный метод решения краевой задачи П. Л. Пастернака для подъемистых оболочек вращения. Результаты решения краевой задачи подъемистой сферической оболочки по этому методу приведены в табл. 19.8.

Кроме упомянутого приближенного решения есть другие, относительно более точные решения краевой задачи для не слишком пологих и подъемистых сферических оболочек, приведенные в табл. 19.8.

Для пологих сферических оболочек имеются специальные теоретические предпосылки и решения, результаты которых приведены в табл. 19.9.

Представляет интерес сравнить результаты различных решений, получаемых для относительно подъемистых сферических оболочек. Наибольший разброс результатов (в пределах области применения) будет на границе области применения формул, приведенных в табл. 19.8, т. е.

Таблица 19.10

Сравнение величин единичных перемещений δ^c_{in} сферической оболочки, показанных в табл. 19.8 и 19.9, при $\gamma = 6$ (т. е. на границе применимости обеих теорий)

Вид оболочки	$\delta^c_{мм}$ — Данные по табл. 19.8 и 19.9: автор	номер формулы	номер таблицы	Сравнение величин $\delta^c_{мм}$ в %
Непологая	С. П. Тимошенко, П. Л. Пастернак, Б. Н. Шебуев	(1)	19.8	100
»	А. И. Лурье	(8)	»	100
»	П. Л. Пастернак (прибл. решение), Ю. А. Шиманский	(5)	»	96
Пологая	В. З. Власов, М. Н. Ручимский	(12)	19.9	94

Продолжение табл. 19.10

Вид оболочки	$\delta^c_{МН} = \delta^c_{НМ}$ — Данные по табл. 19.8 и 19,9: автор	номер формулы	номер таблицы	Сравнение величин $\delta^c_{МН}$ и $\delta^c_{НМ}$ в %
Непологая	С. П. Тимошенко, П. Л. Пастернак. Б. Н. Шебуев	(2)	19.8	100
»	А. И. Лурье	(9)	»	100
»	П. Л. Пастернак (прибл. решение), Ю. А. Шиманский	(6)	»	95,5
Пологая	В. З. Власов, М. Н. Ручимский	(13)	19.9	97,5

Продолжение табл. 19.10

Вид оболочки	$\delta^c_{НН}$ — Данные по табл. 19.8 и 19.9: автор	номер формулы	номер таблицы	Сравнение величин $\delta^c_{НН}$ в %
Непологая	П. Л. Пастернак, Б. Н. Шебуев	(3)	19,8	100
»	А. И. Лурье	(10)	»	100
»	С. П. Тимошенко	(4)	»	101
»	Ю. А. Шиманский	(7)	»	103,2
»	П. Л. Пастернак (прибл. решение)	(11)	»	106,5
Пологая	В. З. Власов, М. Н. Ручимский	(14)	19.9	136

=6 (при $\gamma > 6$ разброс будет меньше, а за границей области применения при $\gamma < 6$ разброс существенно и быстро нарастает, но это уже не характерно для практических целей).

Интересно также сопоставить результаты решений для относительно подъемистых оболочек с результатами для пологих оболочек на границе областей применения, т. е. при $\gamma = 6$.

Эти данные приводятся в табл. 19.10.

Соотношения величин δ_{in}, приведенных в табл. 19.10, вполне удовлетворительны, за исключением значения δ_{HH} по формуле (14), полученного по теории пологих оболочек.

Объяснение этому следует искать, во-первых, в приближенности исходных предпосылок теории, которые наиболее заметно сказываются на границе ее применимости, а во-вторых, — в некотором несоответствии исходным предпосылкам второго слагаемого формулы (14), о чем есть подробное объяснение в книге М. Н. Ручимского [109].

Для практических целей можно пользоваться данными табл. 19.8 и 19.9 (имеется в виду определение δ_{in} для расчета краевого эффекта каноническими методами строительной механики).

§ 2. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПРИ КРАЕВОМ ЭФФЕКТЕ С УЧЕТОМ ДЕФОРМИРУЕМОСТИ СХЕМЫ

При расчете краевого эффекта оболочек в предположении неограниченной упругости материала зачастую формально можно получить весьма значительные величины местных напряжений, превосходящие намного не только мембранные напряжения, но и предел текучести материала.

В действительности, при преобладающем изгибном характере местных напряжений, величина их после достижения предела текучести материала до вступления в стадию самоупрочнения перестает нарастать; в зоне возникновения краевого эффекта появляются в меридиональном направлении шарниры пластичности, и оболочка начинает работать по измененной расчетной схеме в упруго-пластической стадии с соответствующим смягчением угла пересечения оболочек и перераспределением напряжений. Появление шарниров пластичности в оболочке еще не превращает ее в изменяемую систему; следовательно, их появление не означает исчерпания несущей способности оболочки и достижения ею аварийного состояния. Работа в зоне краевого эффекта в упруго-пластической и пластической стадиях отдельно рассмотрена в § 4. В действующих нормах проектирования имеются лишь достаточно ограниченные указания на необходимость проверки конструкций на местные напряжения и способы оценки их влияния на оболочку. Однако в каждом конкретном случае следует иметь в виду местные напряжения и деформации, не только определяя их возможную величину, но и оценивая характер их влияния на конструкцию. Решение узлов оболочек в местах возникновения краевого эффекта и выбор материала должны производиться с учетом обеспечения достаточной надежности узла и в случае появления шарнира пластичности. При этом следует иметь в виду возможное уменьшение пластичности стали в зоне сварных швов.

В узлах возникновения краевого эффекта особенно опасны концентраторы напряжений.

В случаях, когда недопустимы остаточные или значительные деформации, а также напряжения, достигающие предела текучести материала (в условиях работы при низких температурах минус 40° С и ниже, при циклических нагрузках, при соответствующих особых условиях эксплуатации и т. д.), толщины оболочек в зоне краевого эффекта должны быть соответственно увеличены или схемы оболочек приняты такими, чтобы был плавный переход от одной формы оболочки к другой.

Плавные изменения формы оболочек и перепада толщин, а также

правильный выбор размеров и размещения колец жесткости служат наиболее эффективными конструктивными мероприятиями для снижения влияния краевого эффекта.

При двухосном однозначном напряженном состоянии (фибровом или по всей толщине), если соотношение кольцевых и продольных напряжений неблагоприятно (например, близком к единице), пластичность материала может существенно уменьшаться, а хрупкость увеличиваться. При двухосном разнозначном напряженном состоянии возможно более раннее появление пластичности. В этих случаях при расчете оболочки следует учитывать многоосное напряженное состояние и приведенные напряжения по энергетическим теориям прочности.

Вопросы устойчивости оболочек при сжатии в зонах краевого эффекта (а также и вне этих зон) подлежат отдельному рассмотрению и учету при проектировании.

Устойчивости оболочек и колец посвящена глава 18. В оболочках под внутренним давлением при пересечениях возможно появление складок по линии пересечения, что также должно учитываться при проектировании.

§ 3. РАСЧЕТ КРАЕВОГО ЭФФЕКТА В УПРУГОЙ ОБЛАСТИ

Рассмотрим случаи краевого эффекта в местах пересечения оболочек, показанных на рис. 19.4. Для рассматриваемых случаев задача наиболее просто решается методом сил.

Все выводы сделаны применительно к внутреннему давлению. Для перехода к наружному давлению знаки полученных результатов следует соответственно изменить на обратные.

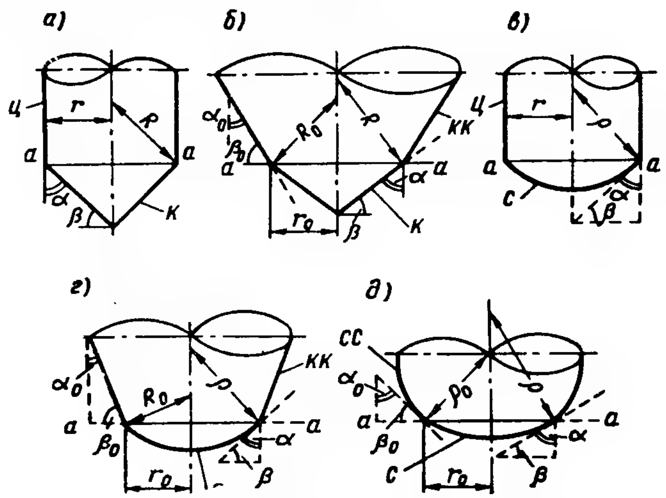


Рис. 19.4. Схемы пересечений оболочек

а — цилиндра с конусом; *б* — конуса с конусом; *в* — цилиндра со сферой; *г* — конуса со сферой; *д* — сферы со сферой

Обозначения

Индексы: ц — цилиндр; к — конус; кк — усеченный конус; с — сфера; сс — усеченная сфера.

Обозначения геометрических величин приведены на рис. 19.4.

r, R и ρ — радиусы цилиндра, конуса и сферы, причем R_0 и ρ_0 относятся к усеченным конусу и сфере со стороны усеченного края; α_0 и β_0 характеризуют наклон усеченного края конуса и сферы;

p — внутреннее давление в $кГ/см^2$;

h — толщина оболочки;

σ_1 — мембранное (определенное по безмоментной теории) напряжение, действующее в меридиональном направлении;

σ_2 — мембранное (определенное по безмоментной теории) напряжение, действующее в кольцевом направлении;

$\bar{\sigma}_1$ и $\bar{\sigma}_2$ — дополнительные равномерные краевые напряжения от усилий $\bar{N}_1$ и $\bar{N}_2$;

$\hat{\sigma}_1$ и $\hat{\sigma}_2$ — дополнительные изгибные краевые напряжения от моментов M_1 и M_2;

$\sigma_{(1)}$ — суммарное местное (мембранное + от краевого эффекта) напряжение в меридиональном направлении; $\sigma_{(1)} = \sigma_1 + \bar{\sigma}_1 + \hat{\sigma}_1$;

$\sigma_{(2)}$ — суммарное местное (мембранное + от краевого эффекта) напряжение в кольцевом направлении; $\sigma_{(2)} = \sigma_2 + \bar{\sigma}_2 + \hat{\sigma}_2$;

N_1 — мембранное усилие в меридиональном направлении на единицу длины кольцевого сечения оболочки;

N_2 — мембранное усилие в кольцевом направлении на единицу длины меридионального сечения оболочки;

$\bar{N}_1$ и $\bar{N}_2$ — дополнительные меридиональное и кольцевое усилия, вызванные возникновением в кольцевых сечениях оболочки краевых усилий M_1 и H;

M_1 — изгибающий момент в меридиональном направлении на единицу длины кольцевого сечения оболочки;

M_2 — изгибающий момент в кольцевом направлении на единицу длины меридионального сечения оболочки.

Неизвестные краевые усилия на единицу длины кольцевого сечения оболочки в месте возникновения краевого эффекта, входящие в состав канонических уравнений при решении задачи о краевом эффекте методом сил:

X_1 — изгибающий момент в меридиональном направлении;

X_2 — усилие в направлении радиуса в плоскости, нормальной к оси оболочки;

Q — поперечная сила оболочки в месте возникновения краевого эффекта (на единицу длины окружности сечения, нормального к образующей);

H_0 — проекция на плоскость кольцевого сечения оболочки мембранного усилия N_1;

$H = X_2 + H_0$ — суммарное усилие в плоскости, нормальной к оси оболочки, на единицу длины кольцевого сечения оболочки (знаки следует принимать в каждом данном конкретном случае согласно правилу знаков, изложенному ниже);

δ_{11}, $\delta_{12} = \delta_{21}$, δ_{22} и т. д. — перемещения от единичных неизвестных в основной системе, входящие в состав канонических уравнений метода сил;

Δ_{1P}, Δ_{2P} и т. д. — перемещения от нагрузок в основной системе, входящие в состав канонических уравнений метода сил;

S — вспомогательная величина, характеризующая длину волны затухания краевого эффекта круговых замкнутых оболочек;

$$S = \frac{\sqrt{\rho_2 h}}{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}, \tag{19.9}$$

где ρ_2 — кольцевой, а ρ_1 — меридиональный радиус кривизны произвольной осесимметричной оболочки;

μ — коэффициент Пуассона.

При $\mu = 0,3$

$$S = 0,78\sqrt{\rho_2 h}. \tag{19.9'}$$

Правило знаков

Напряжения: (+) растягивающие, (—) сжимающие.

Усилия: поперечные силы, усилия и нагрузки, направленные по радиусу от оси оболочки и вызывающие ее растяжение, считаются положительными (+); обратное направление поперечных сил, усилий и нагрузок (к оси оболочки) считается отрицательным (—). Изгибающие моменты в кольцевых сечениях оболочки, направленные наружу и вызывающие растяжение внутренних волокон и сжатие наружных волокон, считаются положительными (+); обратное направление изгибающих моментов считается отрицательным (—).

Перемещения к основной системе δ_{in} и Δ_{ip} (при расчете методом сил) считаются положительными (+), если при перемещении совершается положительная работа, т. е. при совпадении направлений перемещений для обоих индексов; перемещение считается отрицательным (—) при несовпадении направлений перемещений для двух индексов.

Если в результате решения канонических уравнений метода сил знак неизвестного усилия X_i плюс, то это означает, что действительное направление X_i совпадает с принятым в расчетной схеме.

После решения канонических уравнений метода сил и установления действительных направлений и величин усилий X_i последним следует присвоить знаки по правилу, приведенному для усилий в соответствии с действительными найденными их направлениями. С этими окончательно установленными знаками усилия X_i должны входить во все дальнейшие расчеты и выводы.

Определение напряжений от внутреннего давления в тонкостенных оболочках по безмоментной (мембранной) теории

Безмоментная теория в чистом виде применима в случаях, когда изгибные напряжения оболочки пренебрежимо малы по сравнению с равномерными напряжениями растяжения или сжатия, действующими в направлении касательных к срединной поверхности. При краевой задаче в упругой области мембранные усилия и напряжения являются составляющими или промежуточными величинами, без которых задача в целом не может быть решена.

Напряжения замкнутой оболочки с одной осью симметрии и круговыми сечениями в плоскостях, нормальных к оси, определятся из уравнений равновесия (19.10) и (19.11).

Вырежем из оболочки элемент на произвольном уровне $a — a$ двумя сечениями, нормальными к оси $x — x$, и двумя сечениями по образующим. Составим условие равновесия этого элемента под действием сил, приложенных по граням, и заданной нагрузки (см. рис. 19.5, *б*). Для этого спроектируем все силы на ось, нормальную к поверхности оболочки. Уравнение равновесия имеет вид

$$p dS_1 dS_2 = \sigma_1 h dS_2 \frac{dS_1}{\rho_1} + \sigma_2 h dS_1 \frac{dS_2}{\rho_2},$$

$$\text{откуда } \frac{p}{h} = \frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2}. \tag{19.10}$$

Уравнение (19.10) (уравнение Лапласа) имеет два неизвестных σ_1 и σ_2 (обозначения см. стр. 415, 416 и 418).

Для составления второго уравнения равновесия делаем сечение на уровне $a — a$, отбрасываем верхнюю часть оболочки, заменяем действие отброшенной части силами и составляем уравнение равновесия, спроектировав все силы, действующие на нижнюю часть оболочки, на ось $x — x$.

Уравнение равновесия имеет вид $p\pi\rho_2^2 \sin^2\beta = 2\pi\rho_2 \sin^2\beta h\sigma_1$, откуда второе уравнение

$$\sigma_1 = \frac{p\rho_2}{2h}; \qquad (19.11)$$

где σ_1 — напряжение, действующее в направлении образующих (меридиональное).

Подставив выражение (19.11) в уравнение (19.10), после преобразования получим

$$\sigma_2 = \frac{p\rho_2}{2h}\left(2 - \frac{\rho_2}{\rho_1}\right); \qquad (19.12)$$

σ_2 — напряжение, действующее в кольцевом направлении (кольцевое напряжение).

Значения мембранных напряжений для оболочек различных форм получим как частные случаи из равенств (19.11) и (19.12).

а) Сферическая оболочка $\rho_1 = \rho_2 = \rho$

При обозначении толщины сферы h_c получим из равенств (19.11) и (19.12):

$$\sigma_1^c = \sigma_2^c = \sigma^c = \frac{p\rho}{2h_c}. \qquad (19.13)$$

б) Цилиндрическая оболочка $\rho_1 = \infty; \rho_2 = r$.

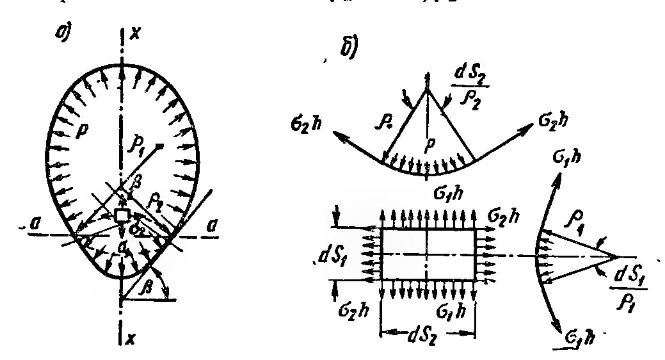


Рис. 19.5. Расчетная схема для определения мембранных усилий и напряжений у осесимметричных оболочек произвольной формы

а — геометрические характеристики и напряжения; *б* — элемент оболочки с усилиями

Из равенства (19.11) получим $\sigma_1^ц = \frac{pr}{2h_ц}$. (19.14)

Из равенства (19.12) $\sigma_2^ц = \frac{pr}{h_ц}$. (19.15)

в) Коническая оболочка (рис. 19.6)

Из равенства (19.11) $\sigma_1^к = \frac{pR}{2h_к}$. (19.16)

Из равенства (19.12) $\sigma_2^к = \frac{pR}{h_к}$. (19.17)

Краевые напряжения и деформации по линии пересечения замкнутых цилиндрической и конической оболочек, загруженных внутренним давлением (рис. 19.7)

а) Расчетная схема и нагрузки

Заданная система приведена на рис. 19.7, а; $h_ц$ и $h_к$ — толщины оболочек в зоне действия краевого эффекта.

Рассекаем оболочку у линии *а* — *а* и превращаем ее в основную систему для расчета методом сил (рис. 19.7, *б*).

Взаимное действие частей рассеченной оболочки заменяем усилиями: неизвестными усилиями X_1 и X_2, а также усилиями $N^{ц}$; $N^{к}_1$ и H_0, определяемыми по мембранной теории.

Кроме того, на каждую из частей основной системы («ц» и «к») действует заданная нагрузка — внутреннее давление p (при наружном давлении результаты решения различаются только противоположными знаками).

б) Усилия, определяемые по безмоментной (мембранной) теории

Меридиональное мембранное усилие цилиндра

$$N_1^{ц} = \frac{p\pi r^2}{2\pi r} = \frac{pr}{2}. \tag{19.18}$$

Меридиональное мембранное усилие конуса

$$N_1^{к} = \frac{N_1^{ц}}{\sin\beta} = \frac{pR}{2}. \tag{19.19}$$

Горизонтальная проекция мембранного усилия конуса

$$H_0 = N_1^{к}\cos\beta = \frac{N_1^{ц}\cos\beta}{\sin\beta} = N_1^{ц}\operatorname{ctg}\beta. \tag{19.20}$$

Определение усилий M_1 и H

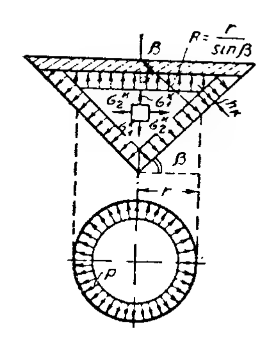
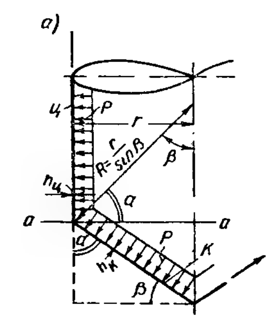


Рис. 19.6. Схема замкнутой конической оболочки с внутренним давлением



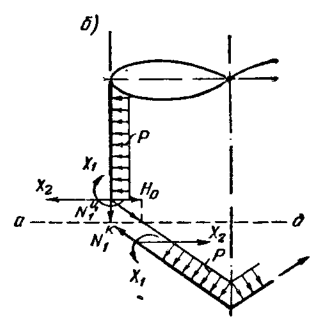


Рис. 19.7. Расчетная схема пересечения цилиндра и конуса

а — заданная система; *б* — основная система

в) Определение неизвестных усилий X_1 и X_2 методом сил.

Канонические уравнения (19.4), написанные применительно к основной системе (рис. 19.7, *б*) с учетом описанного выше правила знаков для перемещений и направления усилий, а также нагрузок в основной системе примут вид

$$\left.\begin{aligned} X_1\left(\delta_{11}^{ц} + \delta_{11}^{к}\right) + X_2\left(\delta_{12}^{ц} - \delta_{12}^{к}\right) + \Delta_{1P}^{ц} + \Delta_{1P}^{к} - \Delta_{1H_0} = 0;\\ X_1\left(\delta_{21}^{ц} - \delta_{21}^{к}\right) + X_2\left(\delta_{22}^{ц} + \delta_{22}^{к}\right) + \Delta_{2P}^{ц} - \Delta_{2P}^{к} - \Delta_{2H_0} = 0. \end{aligned}\right\} \tag{19.21}$$

Значения единичных перемещений и перемещений от нагрузок для случаев положительного их значения приведены в табл. 19.1—19.10. Подставлять перемещения δ и Δ в уравнения (19.21) следует со знаками, приведенными в упомянутых канонических уравнениях.

После решения уравнений (19.21) и получения величин и направлений неизвестных следует присвоить им окончательные знаки по правилу знаков для усилий.

В частном случае при основной системе, показанной на рис. 19.7, *б*, и получении после решения канонических уравнений положительных значений X_1 и X_2 (что указывает на то, что действительные их направления совпадают с теми, которыми задались в основной системе) получим окончательные знаки неизвестных усилий: для цилиндра $+X_1^{ц}$ и $+X_2^{ц}$; для конуса $+X_1^{к}$ и $-X_2^{к}$.

Усилия на единицу длины кольцевого сечения в месте возникновения краевого эффекта:

в общем случае

$$\left.\begin{aligned} M_1^{ц} = M_1^{к} = M_1 = X_1;\ H^{ц} = X_2 + H_0; \\ H^{к} = X_2;\ Q^{ц} = H^{ц};\ Q^{к} = H^{к} \sin\beta \end{aligned}\right\} \qquad (19.22)$$

в частном случае с учетом знаков согласно только что разобранному примеру и правилу знаков

$$\left.\begin{aligned} M_1^{ц} = M_1^{к} = M_1 = X_1;\ H^{ц} = X_2^{ц} - H_0; \\ H^{к} = - X_2^{к};\ Q^{ц} = X_2^{ц} - H_0;\ Q^{к} = - X_2^{к} \sin\beta. \end{aligned}\right\} \qquad (19.22')$$

г) Суммарные местные напряжения цилиндрической оболочки (в заданной системе) на уровне $a - a$ (рис. 19.7, a)

Меридиональные краевые напряжения цилиндрической оболочки

$$\sigma_{(1)}^{ц} = \frac{N_1^{ц}}{h_{ц}} \pm \frac{6M_1}{h_{ц}^2}, \qquad (19.23)$$

где $N_1^{ц}$ — см. формулу (19.18);

M_1 — см. формулы (19.22) и (19.22′).

Усилия следует подставлять в выражения напряжений (19.23) и др., приведенные ниже, с учетом знаков по формуле (19.22′). Перед членом, определяющим изгибное напряжение, верхний знак относится к внутреннему волокну, а нижний — к наружному.

$\frac{N_1^{ц}}{h_{ц}} = \sigma_1^{ц}$ — мембранное меридиональное напряжение цилиндра.

Кольцевые краевые напряжения цилиндрической оболочки

$$\sigma_{(2)}^{ц} = \frac{N_2^{ц}}{h_{ц}} + \frac{\overline{N_2^{ц}}}{h_{ц}} \pm \frac{6M_2^{ц}}{h_{ц}^2}, \qquad (19.24)$$

где $N_2^{ц} = pr$. (19.25)

Дополнительное местное кольцевое усилие, вызванное усилиями M_1 и $H^{ц}$, имеет вид

$$\overline{N_2^{ц}} = \frac{2r}{S_{ц}}\left(\frac{M_1}{S_{ц}} + H^{ц}\right), \qquad (19.26)$$

где M_1 и $H^{ц}$ — см. формулы (19.22) и (19.22′); $S_{ц}$ — см. формулу (19.9);

$$M_2^{ц} = \mu M_1. \qquad (19.27)$$

Касательные краевые напряжения цилиндрической оболочки

$$\tau_{ц} = \frac{Q_{ц}}{h_{ц}}. \qquad (19.28)$$

д) Суммарные краевые напряжения конической оболочки (в заданной системе) на уровне $a - a$ (рис. 19.7, a)

Меридиональные краевые напряжения конической оболочки

$$\sigma_{(1)}^{к} = \frac{N_1^{к}}{h_{к}} + \frac{\overline{N_1^{к}}}{h_{к}} \pm \frac{6M_1}{h_k^2}. \qquad (19.29)$$

Значения величин, входящих в формулу (19.29), следующие:

$$N_1^{к} = \frac{pR}{2}; \qquad (19.30)$$

согласно формуле (19.16)

$$\overline{N_1^{к}} = H^{к} \cos\beta, \qquad (19.31)$$

а в рассматриваемом частном случае при знаках, приведенных в формуле (19.22′):

$$\overline{N_1^{к}} = - X_2^{к} \cos\beta; \qquad (19.31')$$

M_1 — см. формулу (19.22).

Кольцевые краевые напряжения конической оболочки

$$\sigma_{(2)}^{\kappa}=\frac{N_2^{\kappa}}{h_{\kappa}}+\frac{\overline{N}_2^{\kappa}}{h_{\kappa}}\pm\frac{6M_2^{\kappa}}{h_{\kappa}^2}, \tag{19.32}$$

где $N_2^{\kappa}=pR=\frac{pr}{\sin\beta}$ (19.33)

согласно формуле (19.17).

Дополнительное местное кольцевое усилие, вызванное усилиями M_1 и H^{κ};

$$\overline{N}_2^{\kappa}=\frac{h_{\kappa}}{r}\left(-\delta_{12}^{\kappa}M_1+\frac{\delta_{22}^{\kappa}}{\nu_2}H^{\kappa}\right), \tag{19.34}$$

где δ_{12}^{κ} и δ_{22}^{κ} — единичные перемещения из канонических уравнений (19.4) и (19.21), определяемые по табл. 19.1—19.10 [подставляются в формулу (19.34) с учетом тех знаков, с которыми они в каждом данном частном случае вошли в канонические уравнения (19.21)];

M_1 и H^{κ} — см. формулы (19.22) и (19.22′). При подстановке в формулу (19.34) следует также учитывать знаки, полученные для данного частного случая, т. е. знаки по формулам (19.22′);

$$\nu_2=1-\frac{S_{\kappa}\operatorname{ctg}\beta}{4R}=1-\frac{S_{\kappa}\cos\beta}{4r}. \tag{19.35}$$

Дополнительный местный кольцевой момент M_2^{κ}, вызванный усилиями M_1 и H^{κ}, выражается формулой

$$M_2^{\kappa}=\mu M_1+\frac{(1+\mu^2)\cos\beta h_{\kappa}H^{\kappa}}{\nu_1\sqrt{12(1-\mu^2)}}=\mu M_1+\frac{0,34\cos\beta h_{\kappa}H^{\kappa}}{\nu_1}, \tag{19.36}$$

где

$$\nu_1=1+\frac{S_{\kappa}\operatorname{ctg}\beta(4-\mu)}{4R}=1+\frac{S_{\kappa}\cos\beta(4-\mu)}{4r}; \tag{19.37}$$

M_1 и H^{κ} — см. формулы (19.22) и (19.22′);

остальные обозначения — по схемам на рис. 19.7.

Значения ν_1 и ν_2 определены с точностью до величины h_{κ}/R по сравнению с единицей. Принимая $\nu=1$, мы допустили бы погрешность порядка $\operatorname{ctg}\beta\sqrt{\frac{h_{\kappa}}{R}}$, что может быть приемлемо лишь в некоторых случаях.

Далее при рассмотрении краевого эффекта в местах пересечения конических оболочек еще встретятся аналогичные величины ν_3 и ν_4. Все эти величины при значениях, входящих в их выражение углов β и β_0, равных $\pi/2$, приобретают значение, равное единице.

Касательное краевое напряжение конической оболочки

$$\tau_{\kappa}=\frac{Q_{\kappa}}{h_{\kappa}}. \tag{19.38}$$

е) Перемещения в плоскости $a-a$ точек на линии пересечения срединных поверхностей оболочек, направленные по радиусу от оси оболочки (для схемы рис. 19.7, *б*)

$$\overline{\Delta r}=\delta_{22}^{ц}H^{ц}+\delta_{12}^{ц}M_1+\Delta_{2P}^{ц}=\delta_{22}^{\kappa}\left(H^{\kappa}+N_1^{\kappa}\cos\beta\right)-\delta_{12}^{\kappa}M_1-\Delta_{2P}^{\kappa}. \tag{19.39}$$

Величины δ и Δ следует подставлять в формулу (19.39) с учетом их знаков в канонических уравнениях (19.21), а усилия M, N и H —

с учетом их окончательных знаков для данного конкретного случая [см. формулы (19.22′)].

ж) Поворот сечения на уровне a—a (для схемы рис. 19.7, *б* направление поворота по часовой стрелке считается положительным)

$$\bar{\varphi} = \delta_{11}^{\text{ц}} M_1 + \delta_{12}^{\text{ц}} H^{\text{ц}} + \Delta_{1P}^{\text{ц}} = -\delta_{11}^{\text{к}} M_1 + \delta_{12}^{\text{к}} H^{\text{к}} - \Delta_{1P}^{\text{к}}. \qquad (19.40)$$

Правило знаков при подстановке величин, входящих в формулу (19.40), такое же, как для формулы (19.39). Формулами (19.39) и (19.40) можно воспользоваться для проверки правильности расчетов.

Получив по формулам (19.39) и (19.40) перемещения оболочек на уровне a — a, а также определив перемещения безмоментного состояния по формулам (19.1) и (19.2), можно с учетом рис. 19.1 построить приближенную схему оболочки после упругих деформаций. Далее можно повторить расчет в следующем приближении с учетом деформированной схемы и т. д. до сколь угодно точных результатов. Такое уточнение обычно, в запас прочности, не делают. Тем не менее о такой возможности знать необходимо.

Краевые напряжения и деформации по линии a—a пересечения двух замкнутых со всех сторон конических оболочек, усеченной и неусеченной, загруженных внутренним давлением p (рис. 19.8)

а) Расчетная схема и определение усилий

Задача решается проще всего методом сил аналогично предыдущей задаче о пересечении конуса с цилиндром.

Индекс «к» относится к нижнему полному конусу, «кк» — к верхнему усеченному конусу, примыкающему к нижнему усеченным краем.

Рассекая оболочку плоскостью, нормальной к ее оси, на уровне a — a, получаем основную систему (рис. 19.8, *б*), на которую действуют заданная нагрузка p, усилия в сечении $N_1^{\text{к}}$, $N_1^{\text{кк}}$ и H_0, определяемые по безмоментной теории, и неизвестные усилия в сечении X_1 и X_2:

$$\bar{N}_1^{\text{кк}} = \frac{pr_0}{2 \sin \beta_0}; \qquad (19.41)$$

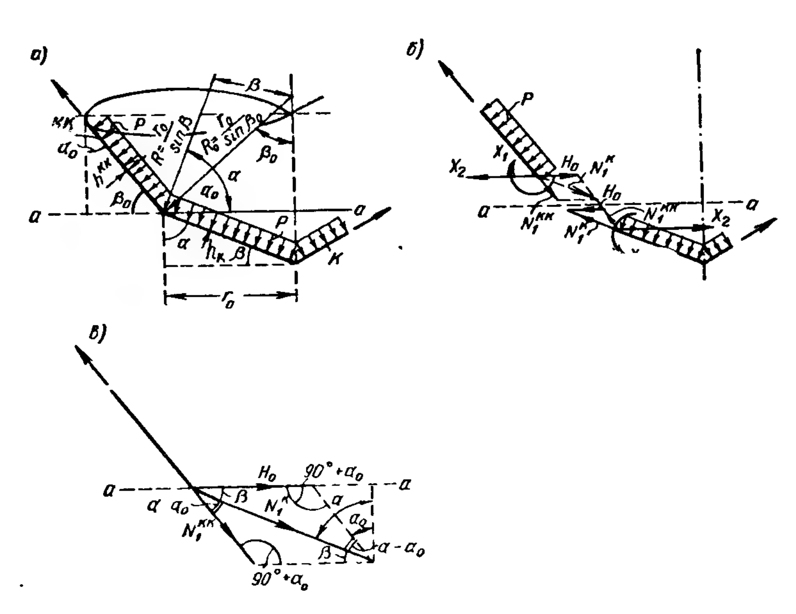


Рис. 19.8. Расчетная схема пересечения конуса с конусом

а — заданная система; *б* — основная система; *в* — разложение сил

$$N_1^{\text{к}} = \frac{pr_0}{2\sin\beta} = \frac{N_1^{\text{кк}} \sin(90^\circ + \alpha_0)}{\sin\beta}; \tag{19.42}$$

$$H_0 = \frac{N_1^{\text{кк}} \sin(\alpha - \alpha_0)}{\sin\beta}. \tag{19.43}$$

Канонические уравнения (19.4) для основной системы (рис. 19.8, *б*) с учетом знаков и направления усилий примут вид

$$\left.\begin{aligned} X_1(\delta_{11}^{\text{кк}} + \delta_{11}^{\text{к}}) + X_2(\delta_{12}^{\text{кк}} - \delta_{12}^{\text{к}}) + \Delta_{1P}^{\text{кк}} + \Delta_{1P}^{\text{к}} - \Delta_{1H_0}^{\text{кк}} = 0; \\ X_1(\delta_{21}^{\text{кк}} - \delta_{21}^{\text{к}}) + X_2(\delta_{22}^{\text{кк}} + \delta_{22}^{\text{к}}) + \Delta_{2P}^{\text{кк}} - \Delta_{2P}^{\text{к}} - \Delta_{2H_0}^{\text{кк}} = 0, \end{aligned}\right\} \tag{19.44}$$

где перемещения δ и Δ — по табл. 19.1—19,10.

Решаем уравнение (19.44) и находим неизвестные X_1 и X_2, устанавливаем их окончательные направления и даем соответствующие знаки.

В частном случае, при совпадении направлений X_1 и X_2 с принятыми в основной системе (рис. 19.8, *б*), будем иметь знаки $+X_1^{\text{кк}}$; $+X_2^{\text{кк}}$, $+X_1^{\text{к}}$; $-X_1^{\text{к}}$.

Усилия на единицу длины кольцевого сечения в месте возникновения краевого эффекта:

в общем случае

$$\left.\begin{aligned} M_1^{\text{кк}} = M_1^{\text{к}} = M_1 = X_1; \quad H^{\text{кк}} = X_2 + H_0; \\ H^{\text{к}} = X_2; \quad Q^{\text{кк}} = H^{\text{кк}} \sin\beta_0; \quad Q^{\text{к}} = H^{\text{к}} \sin\beta \end{aligned}\right\} \tag{19.45}$$

в частном случае при совпадении направлений с принятым на рис. 19.8, *б*

$$M_1^{\text{кк}} = M_1^{\text{к}} = M_1 = X_1; \quad H^{\text{кк}} = X_2^{\text{кк}} - H_0;$$
$$H^{\text{к}} = -X_2^{\text{к}}; \quad Q^{\text{кк}} = (X_2^{\text{кк}} - H_0)\sin\beta_0; \tag{19.45'}$$
$$Q^{\text{к}} = -X_2^{\text{к}} \sin\beta_0.$$

б) Краевые суммарные напряжения в заданной системе у усеченного конуса (верхнего) от усилий, приложенных к усеченному краю на уровне *а—а* (рис. 19.8, *а* и *б*)

Меридиональные краевые напряжения усеченного края верхнего конуса

$$\delta_{(1)}^{\text{кк}} = \frac{N_1^{\text{кк}}}{h_{\text{кк}}} - \frac{\overline{N}_1^{\text{кк}}}{h_{\text{кк}}} \pm \frac{6M_1}{h_{\text{кк}}^2}; \tag{19.46}$$

$$\overline{N}_1^{\text{кк}} = H^{\text{кк}} \cos\beta_0, \tag{19.47}$$

$H^{\text{кк}}$ — см. формулы (19.45) и (19.45′);
$N_1^{\text{кк}}$— см. формулу (19.41);
$\overline{M}_1$ — см. формулы (19.45) и (19.45′).

Кольцевые краевые напряжения усеченного края верхнего конуса

$$\sigma_{(2)}^{\text{кк}} = \frac{N_2^{\text{кк}}}{h_{\text{кк}}} + \frac{\overline{N}_2^{\text{кк}}}{h_{\text{кк}}} \pm \frac{6M_2^{\text{кк}}}{h_{\text{кк}}^2}; \tag{19.48}$$

$$\text{где } N_2^{\text{кк}} = pR_0 = \frac{pr_0}{\sin\beta_0}. \tag{19.49}$$

Дополнительное местное кольцевое усилие $\overline{N}_2^{\text{кк}}$, вызванное усилиями M_1 и $H^{\text{кк}}$, выражается формулой

$$\overline{N}_2^{\text{кк}} = +\frac{h_{\text{кк}}}{r_0}\left(\delta_{12}^{\text{кк}} M_1 + \frac{\delta_{22}^{\text{кк}} H^{\text{кк}}}{\nu_4}\right), \tag{19.50}$$

где $H^{кк}$ и M_1 — формулы (19.45) и (19.45′);

$$\nu_4 = 1 - \frac{S_{кк}\operatorname{ctg}\beta_0}{4R_0} = 1 - \frac{S_{кк}\cos\beta_0}{4r_0} =$$

$$= 1 - \frac{0,195\cos\beta_0\sqrt{\frac{h_{кк}}{r_0}}}{\sqrt{\sin\beta_0}}; \qquad (19.51)$$

Дополнительный местный кольцевой момент $M_2^{кк}$, вызванный усилиями M_1 и $H^{кк}$, выражается формулой

$$M_2^{кк} = \mu M_1 + \frac{h_{кк}\cos\beta_0(1-\mu^2)}{\sqrt{12(1-\mu^2)}}\cdot\frac{H^{кк}}{\nu_3} = \mu M_1 + \frac{0,272h_{кк}\cos\beta_0 H^{кк}}{\nu_3}, \qquad (19.52)$$

где $\nu_3 = 1 - \frac{S_{кк}\operatorname{ctg}\beta_0(1-\mu)}{4R_0} = 1 - \frac{S_{кк}\cos\beta_0(1-\mu)}{4r_0} =$

$$= 1 - \frac{0,1365\cos\beta_0\sqrt{\frac{h_{кк}}{r_0}}}{\sqrt{\sin\beta_0}}. \qquad (19.53)$$

Краевое касательное напряжение

$$\tau_{кк} = \frac{Q_{кк}}{h_{кк}}, \qquad (19.54)$$

где $Q_{кк}$ — см. формулы (19.45) и (19.45′).

в) Краевые суммарные напряжения нижней неусеченной конической оболочки в заданной системе в сечении на уровне *а—а* (рис. 19.8,*а* и *б*)

Эти напряжения могут быть определены по формулам (19.29)—(19.38), в которых величина r заменяется величиной r_0.

г) Перемещение в плоскости *а—а* точек на линии пересечения сердечных поверхностей оболочек по радиусу r_0 от оси оболочки (для схемы рис. 19.8, *б*)

$$\overline{\Delta r}_0 = \delta_{22}^{кк}\left(H^{кк} - N_1^{кк}\cos\beta_0\right) + \delta_{12}^{кк}M_1 + \Delta_{2P}^{кк} =$$

$$= \delta_{22}^{к}\left(H^{к} + N_1^{к}\cos\beta\right) - \delta_{12}^{к}M_1 - \Delta_{2P}^{к}. \qquad (19.55)$$

д) Поворот сечения на уровне *а—а* в направлении часовой стрелки (для схемы рис. 19.8, *б*)

$$\bar{\varphi}_0 = \delta_{11}^{кк}M_1 + \delta_{12}^{кк}\left(H^{кк} - N_1^{кк}\cos\beta_0\right) +$$

$$+ \Delta_{1P}^{кк} = -\delta_{11}^{кк}M_1 + \delta_{12}^{к}\left(H^{к} + N_1^{к}\cos\beta\right) - \Delta_P^{к}. \qquad (19.56)$$

Равенство правой и левой частей после подстановки числовых значений в формулы (19.55) и (19.56) может служить проверкой правильности расчета.

Выражения (19.55) и (19.56) могут быть использованы также для уточнения расчета при учете изменения начальной схемы в результате упругих перемещений [см. соответствующие указания, приведенные после выражений (19.39) и (19.40)].

Графики для определения краевых напряжений от внутреннего давления в местах пересечения стальных оболочек конических и цилиндрических и двух конических

Для рассматриваемых случаев была выведена в общем виде зависимость краевых напряжений от отношения радиуса оболочки к ее толщине при заданной нагрузке и относительном угле наклона образующих.

Так как краевые напряжения в упругой стадии связаны с нагрузкой линейной зависимостью, оказывалось возможным построить графики краевых напряжений для единичной нагрузки ($p=1$ *ати*) для различных отношений радиусов к толщинам оболочек. При этом относительные углы наклона образующих принимались на диапазоне от 0 до 90° через каждые 10°.

Диапазон изменения отношений радиусов к толщинам оболочек при составлении графиков был принят от 50 до 250 применительно к потребностям, возникавшим при проектировании листовых конструкций доменных цехов. Расчетную схему к графикам — см. рис. 19.9.

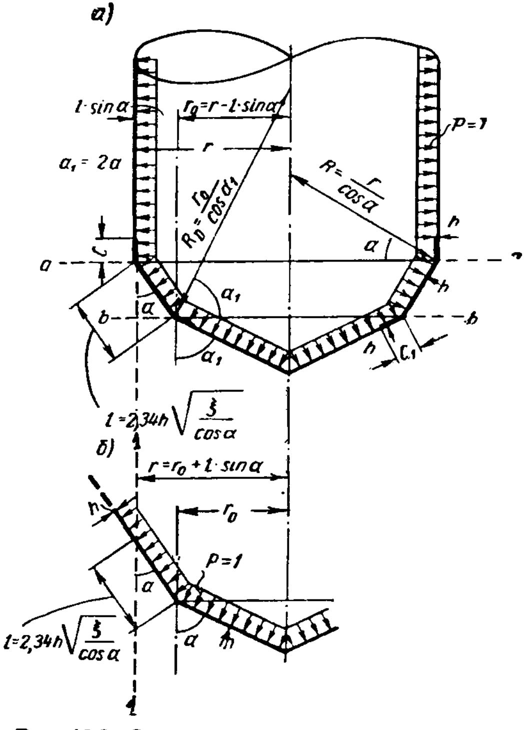


Рис. 19.9. Схемы перехода от конуса к цилиндру через коническую вставку

а — $l=3S=2{,}34\,h\sqrt{\frac{\xi}{\cos\alpha}}$; *б* — $l>3S$; *I—I* — ось стенки фиктивного цилиндра

Графики построены для внутреннего давления $p=1$ *ати*. Для других давлений напряжения меняются пропорционально величине давления по линейному закону. На рис. 19.10 и 19.11 напряжения даны в функции от углов α и α_1 для различных заданных значений отношений $\xi=r/h$.

Обозначения: индекс «ц» — цилиндр; «к» — усеченный конус; D — нижний полный конус; r — радиус цилиндрической оболочки; h — толщина оболочки в зонах влияния краевого эффекта.

Толщины сопрягающихся оболочек в зонах действия краевого эффекта приняты одинаковыми.

Зоны возмущения краевого эффекта приняты настолько удаленными друг от друга, что их взаимное влияние не учитывалось. В частности, величина l принималась равной $l=2{,}34\,h\sqrt{\frac{\xi}{\cos\alpha}}$, что равноценно значению $l=3\,S$, где $S=0{,}78\sqrt{Rh}$ (для стали при $\mu=0{,}3$).

При пересечении только двух конусов и отсутствии цилиндрической оболочки в отношение $\xi=r/h$ может быть подставлен в запас прочности и с достаточной степенью точности радиус фиктивной цилиндрической оболочки, положение стенки которой определяется по приведенной схеме на границе полного практического затухания влияния краевого эффекта (рис. 19.9, *б*, сечение *I—I*).

Напряжения определены:

а) для сечения *а — а* (места соединения конуса с цилиндром):

для α от 10° до 80° через каждые 10°:
- $\sigma_1^{ц}$ — меридиональные напряжения в цилиндре;
- $\sigma_2^{ц}$ — кольцевые напряжения в цилиндре;
- $\sigma_1^{к}$ — меридиональные напряжения в конусе;
- $\sigma_2^{к}$ — кольцевые напряжения в конусе;

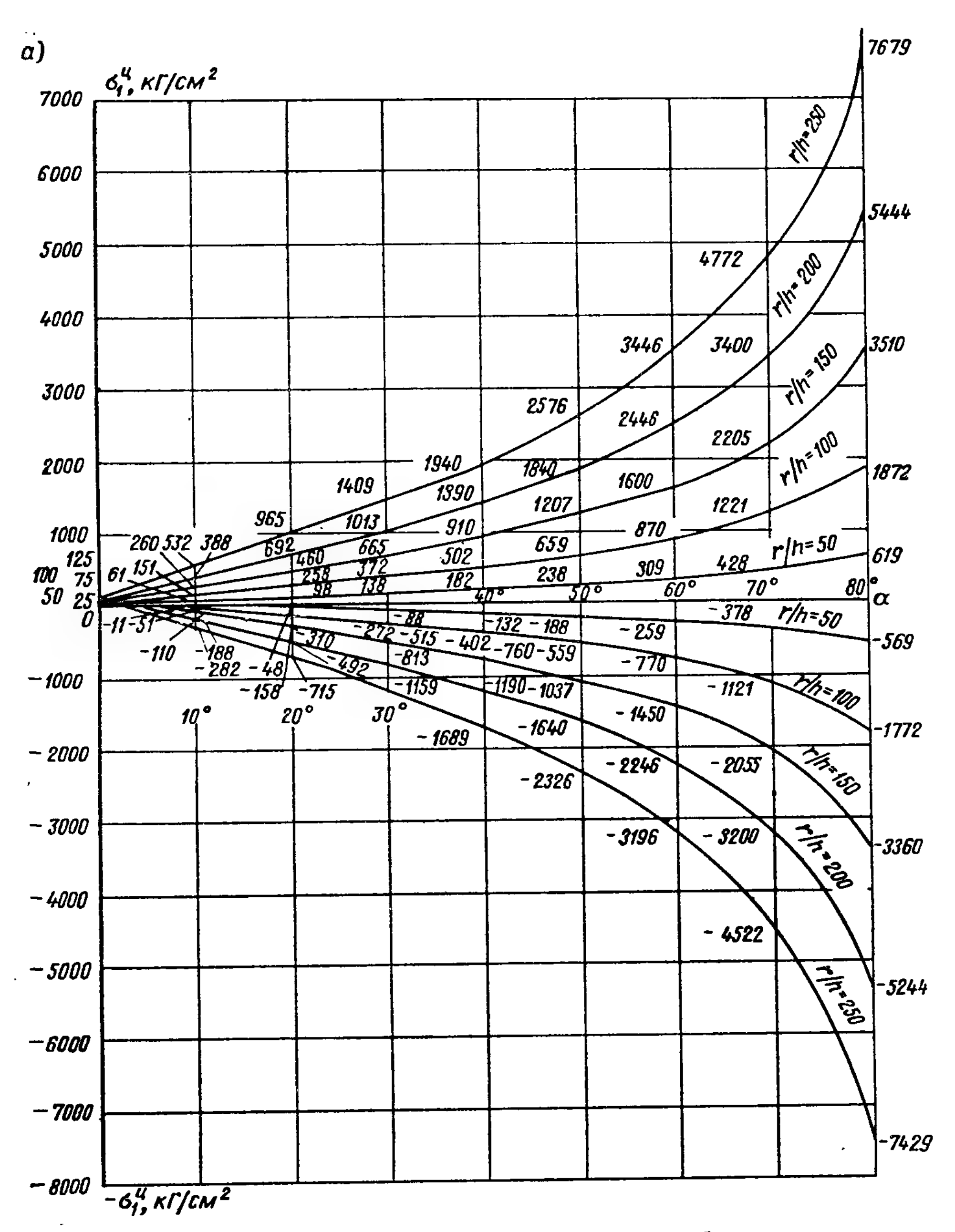
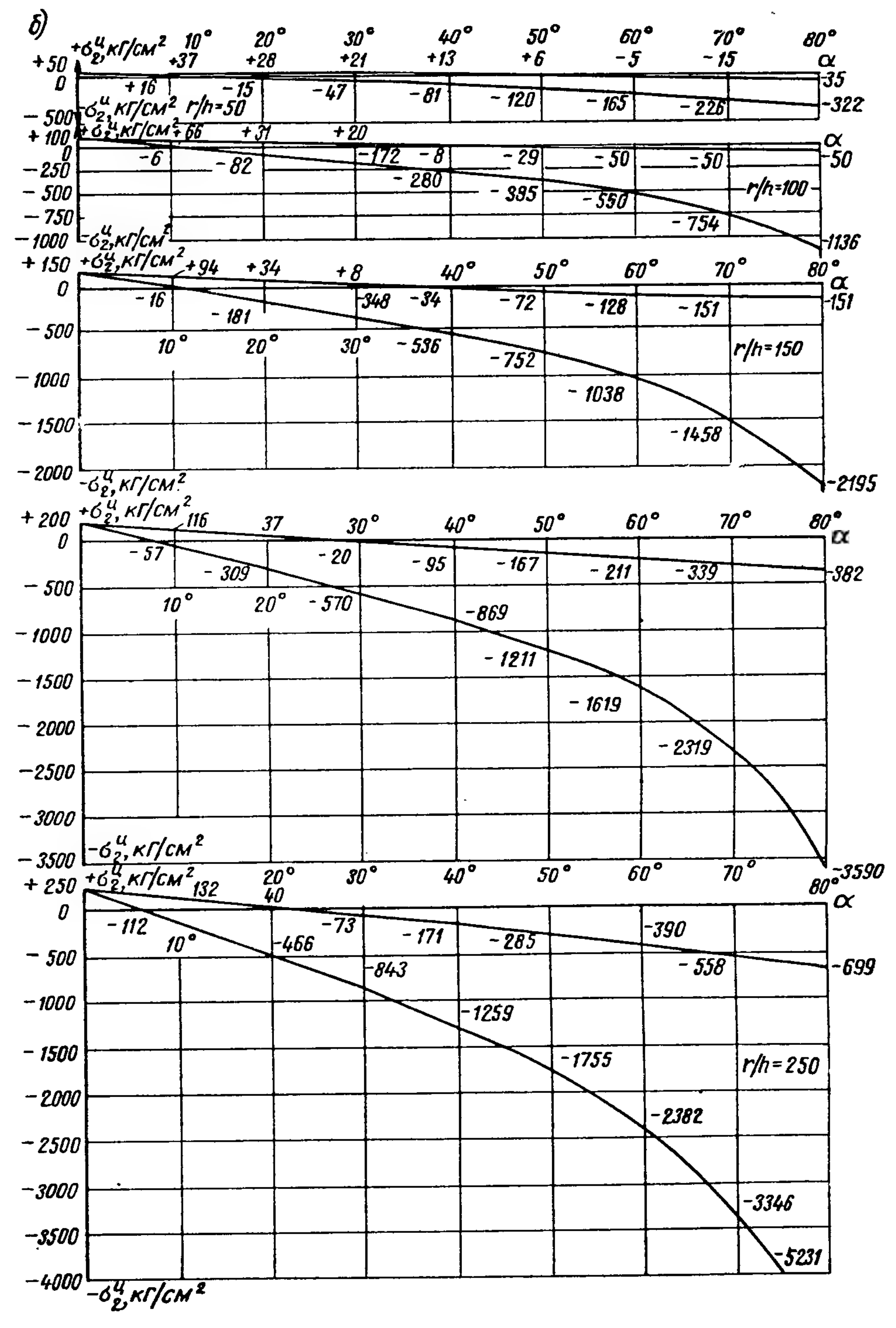


Рис. 19.10, *а*, *б*. Графики краевых напряжений при неограниченной упругости в месте пределах от 10 до 80°; значения r/h

а — меридиональные напряжения в цилиндрической оболочке $\sigma_1^ц$;



пересечения цилиндра и конуса. Внутреннее давление $p=1$ $кГ/см^2$; угол изменяется в изменяются от 50 до 250

б — кольцевые напряжения в цилиндрической оболочке $\sigma_2^ц$

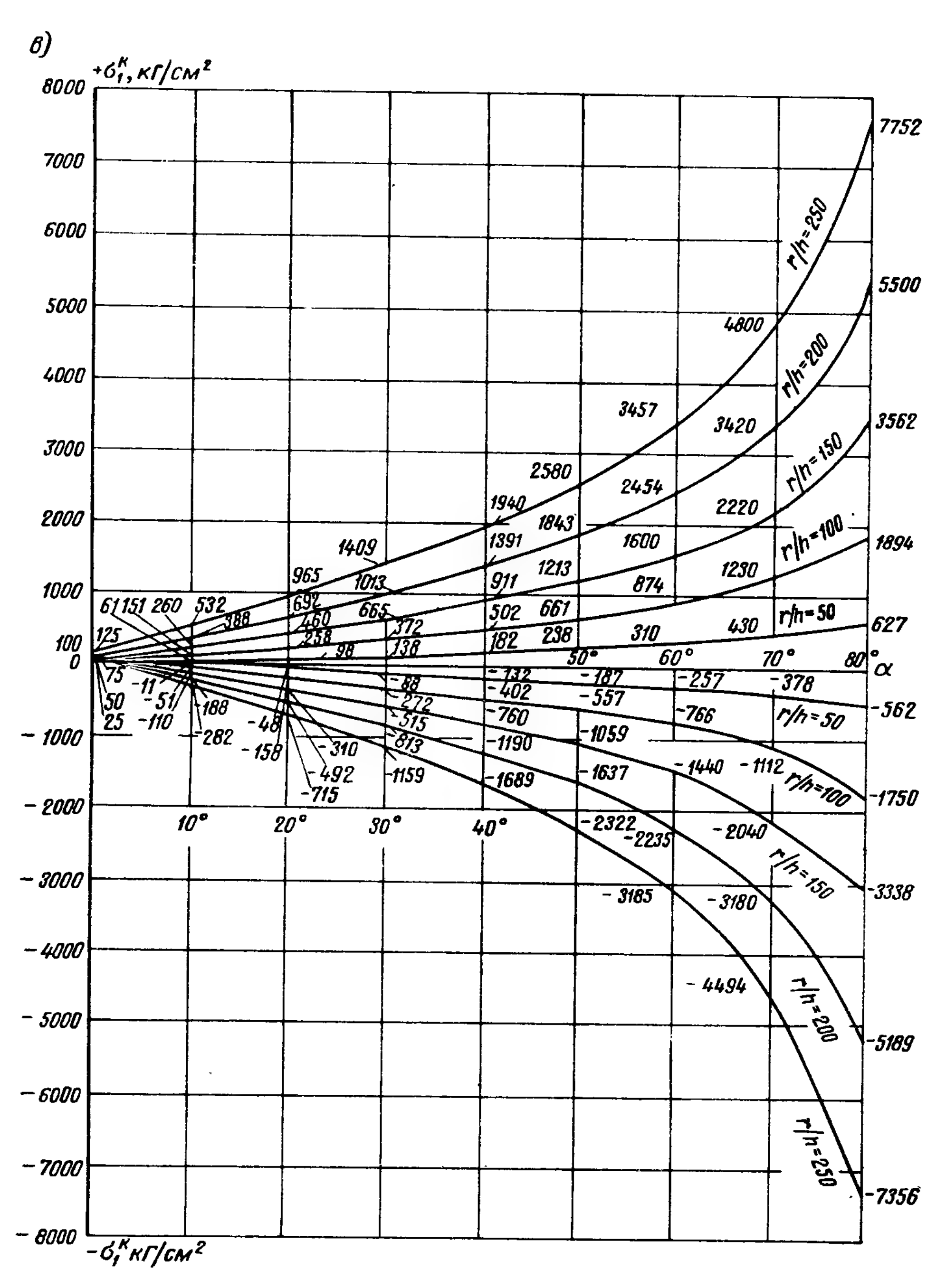
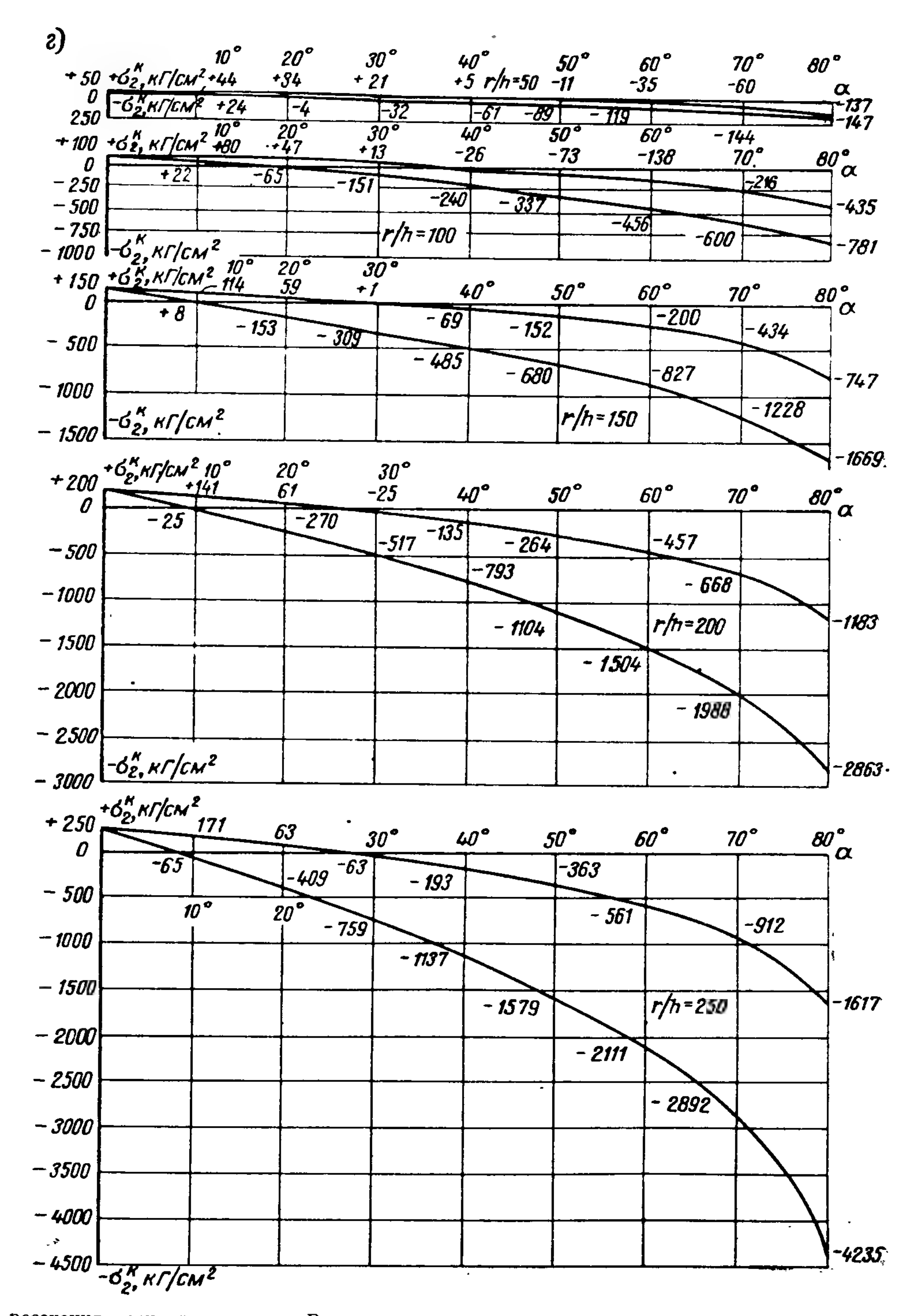


Рис. 19.10, *в, г*. Графики краевых напряжений при неограниченной упругости в месте пе-
делах от 10 до 80°; значения r/h

; *в* — меридиональиые напряжения в конической оболочке $\sigma_1^к$;



ресечения цилиндра и конуса. Внутреннее давление $p=1$ $кГ/см^2$; угол изменяется в пре-
изменяются от 50 до 250

г — кольцевые напряжения в конической оболочке $\sigma_2^к$

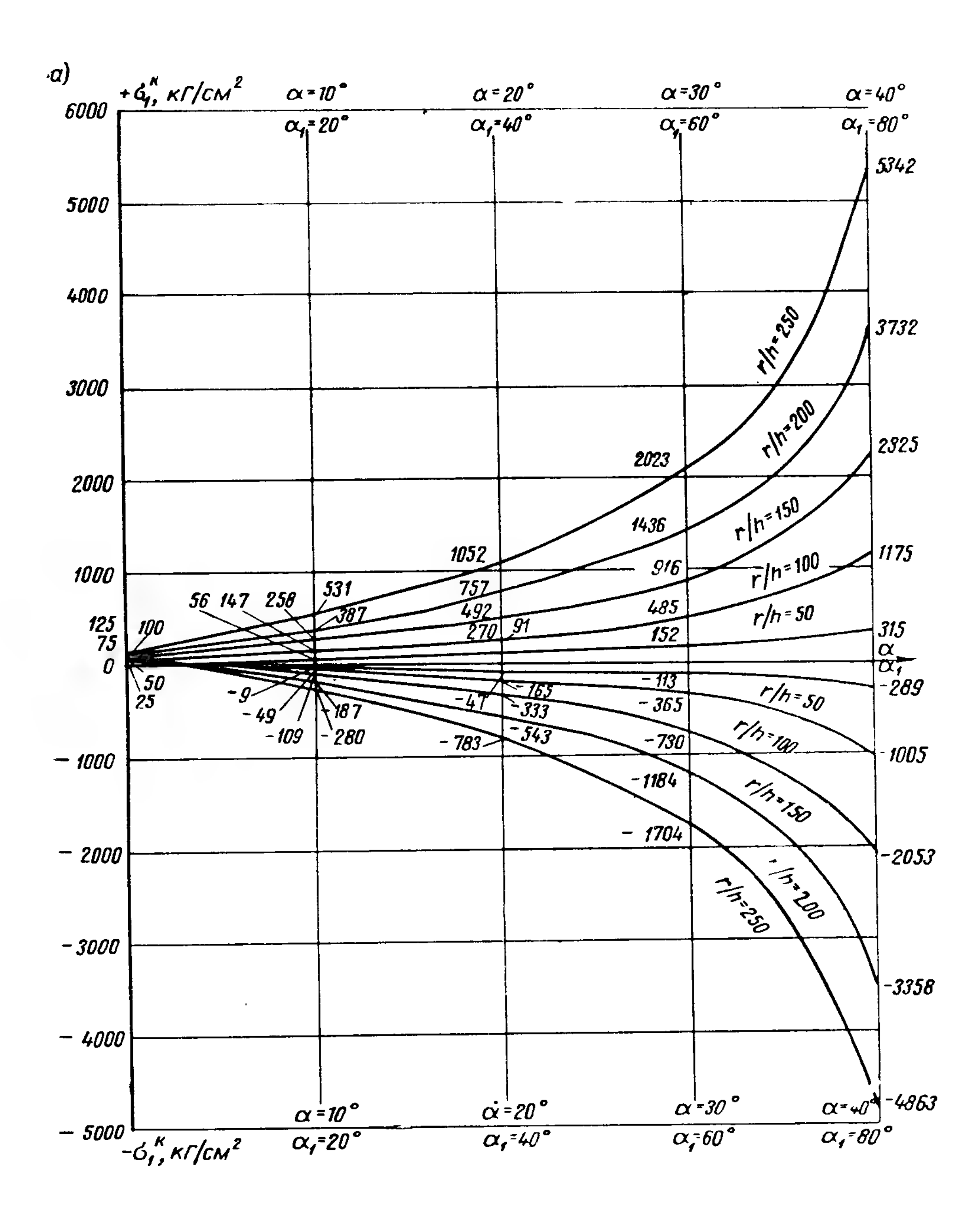
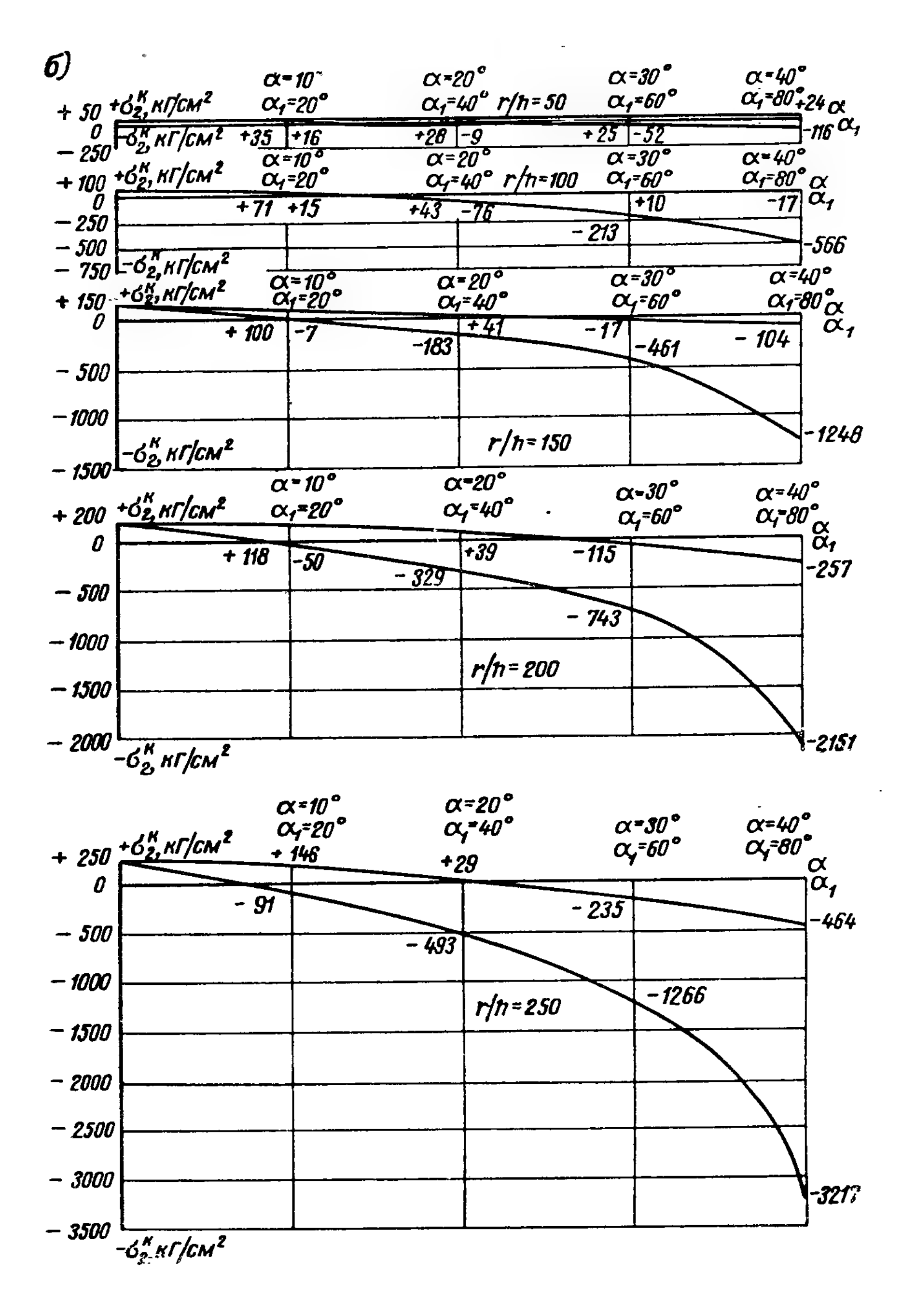


Рис. 19.11 *а*, *б*. Графики краевых напряжений при неограниченной упругости в
няется от 10 до 40°; α_1 изменяется от 20 до 80°;

а — меридиональные напряжения верхней конической оболочки $\sigma_1^к$;



месте пересечения конуса с конусом. Внутреннее давление $p=1$ $кГ/см^2$; α-изме-

значения $\frac{r}{h}$ изменяются от 50 до 250

б — кольцевые напряжения верхней конической оболочки $\sigma_2^к$

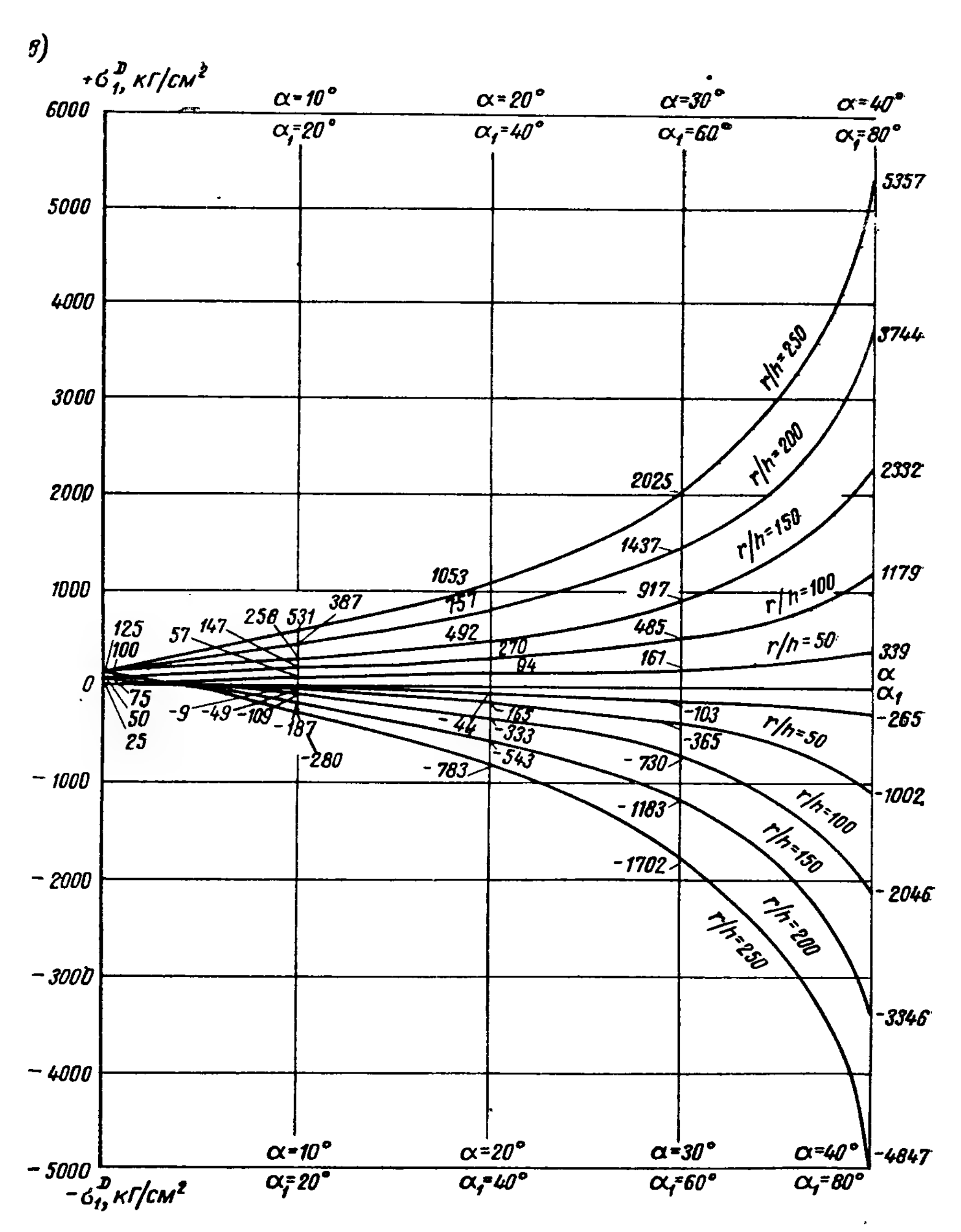
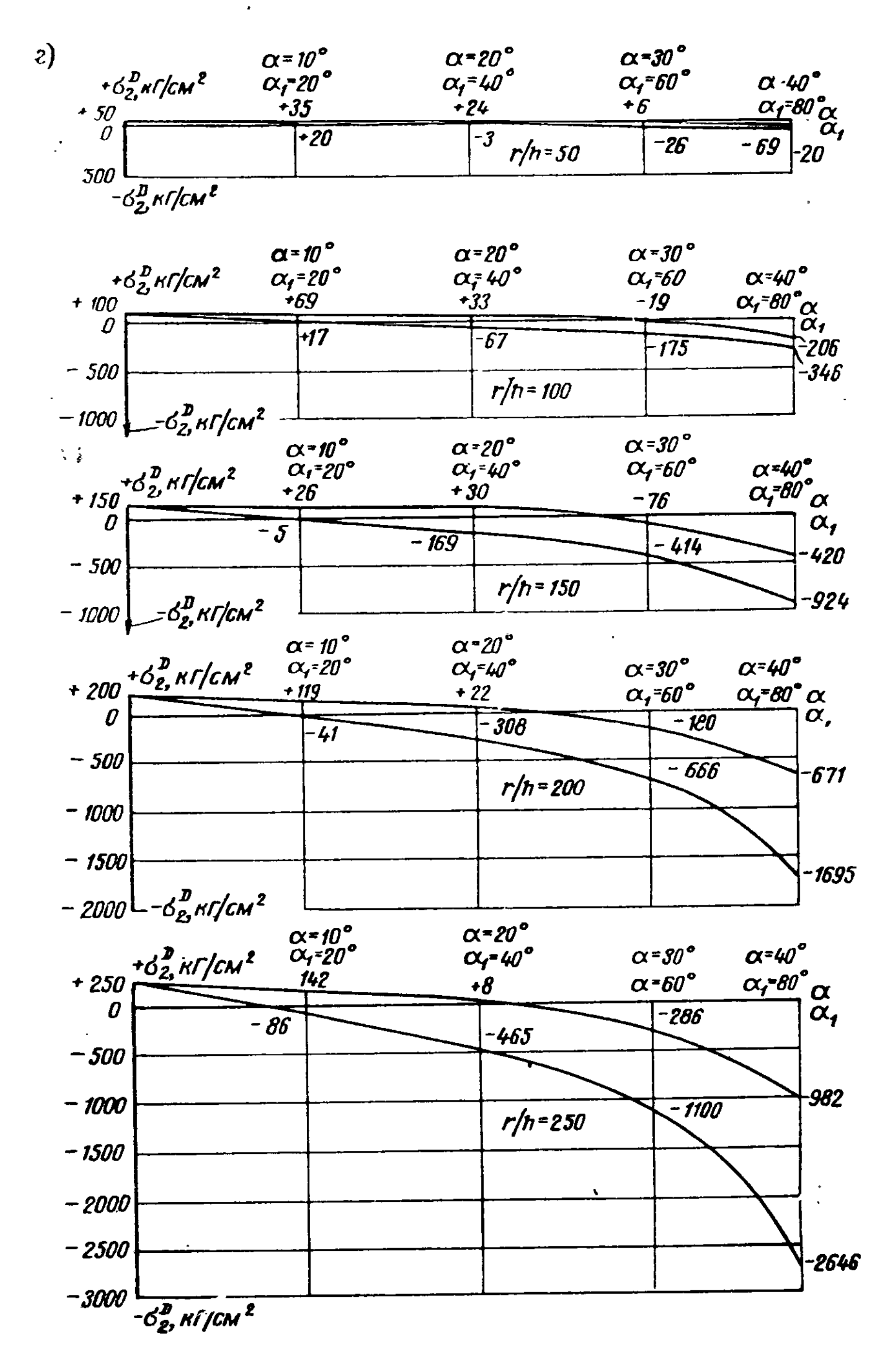


Рис. 19.11, *в*, *г*. Графики краевых напряжений при неограниченной упругости в-
няется от 10 до 40°; α_1 изменяется от 20 до 80°;

в — меридиональные напряжения нижней конической оболочки $\sigma_1^{д}$;



месте пересечения конуса с конусом. Внутреннее давление $p=1$ кГ/см²; а значения $\frac{r}{h}$ изменяются от 50 до 250

г — кольцевые напряжения нижней конической оболочки $\sigma_2^Д$

б) для сечения $b-b$ (места соединения двух конусов между собой):

для

$\alpha=10°$; $\alpha_1=20°$
$\alpha=20°$; $\alpha_1=40°$
$\alpha=30°$; $\alpha_1=60°$
$\alpha=40°$; $\alpha_1=80°$

$\sigma_1^к$ — меридиональное напряжение верхнего конуса;
$\sigma_2^к$ — кольцевое напряжение верхнего конуса;
σ_1^D — меридиональное напряжение нижнего конуса;
σ_2^D — кольцевое напряжение нижнего конуса;

Каждое из напряжений имеет два значения, соответствующие крайним волокнам (даны фибровые напряжения).

В графиках по осям ординат отложены полные значения напряжений с учетом всех составляющих по моментной и безмоментной теориям. Расчет напряжений проведен методом сил, точным способом без отбрасывания малых величин.

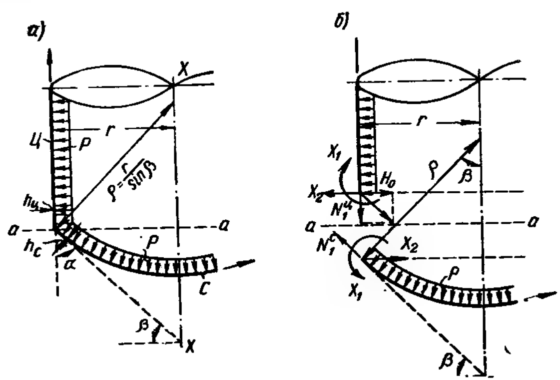


Рис. 19.12. Расчетная схема пересечения цилиндра со сферой

а — заданная система; *б* — основная система

Краевой эффект в месте пересечения замкнутых цилиндрической и сферической оболочек при внутреннем давлении (рис. 19.12)

а) Расчетная схема и определение усилий

Задача наиболее просто может быть решена методом сил аналогично задачам, изложенным выше.

Усилия в основной системе в сечении $a-a$, определяемые по безмоментной теории:

$$N_1^ц=\frac{pr}{2};\qquad(19.57)$$

$$N_1^c=\frac{p\rho}{2};\qquad(19.58)$$

$$H_0=N_1^c\cos\beta=N_1^ц\operatorname{ctg}\beta.\qquad(19.59)$$

Канонические уравнения (19.4) для основной системы (рис. 19.12, *б*) с учетом знаков примут вид:

$$\left.\begin{aligned}X_1\left(\delta_{11}^ц+\delta_{11}^c\right)+X_2\left(\delta_{12}^ц-\delta_{12}^c\right)+\Delta_{1P}^ц+\Delta_{1P}^c-\Delta_{1H_0}=0;\\X_1\left(\delta_{21}^ц-\delta_{21}^c\right)+X_2\left(\delta_{22}^ц+\delta_{22}^c\right)+\Delta_{2P}^ц-\Delta_{2P}^c-\Delta_{2H_0}=0.\end{aligned}\right\}\qquad(19.60)$$

Значения перемещений δ и Δ определяются по табл. 19.1—19.10.

В частном случае при получении положительных знаков X_1 и X_2 после решения канонических уравнений (19.60) окончательные знаки неизвестных усилий будут $+X_1^ц$; $+X_1^c$; $+X_2^ц$; $-X_2^c$.

Усилия на единицу длины кольцевого сечения $a-a$ в месте возникновения краевого эффекта:

в общем случае:

$$\left.\begin{aligned} M_1^{ц} = M_1^{c} = M_1 = X_1; \quad H_{ц} = X_2 + H_0; \\ H_c = X_2; \quad Q_{ц} = H_{ц}; \quad Q_c = H_c \sin\beta; \end{aligned}\right\} \qquad (19.61)$$

в частном случае при совпадении направлений X_1 и X_2 с принятым на рис. 19.12, *б*;

$$\left.\begin{aligned} M_1^{ц} = M_1^{c} = M_1 = X_1; \\ H_{ц} = X_2^{ц} - H_0; \\ H_c = -X_2^{c}; \\ Q_{ц} = X_2^{ц} - H_0; \\ Q_c = -X_2^{c} \sin\beta. \end{aligned}\right\} \qquad (19.61')$$

б) Суммарные местные напряжения цилиндрической оболочки (в заданной системе) на уровне a—a (рис. 19.12, *а*) могут быть определены по формулам (19.23)—(19.28).

в) Суммарные местные напряжения сферической оболочки (в заданной системе) на уровне a—a (рис. 19.12, *а*) могут быть определены как сумма напряжений от усилий в основной системе (рис. 19.12, *б*) на уровне a—a

Меридиональные краевые напряжения сферической оболочки

$$\sigma_{(1)}^{c} = \frac{N_1^{c}}{h_c} + \frac{\overline{N}_1^{c}}{h_c} \pm \frac{6M_1}{h_c^2}, \qquad (19.62)$$

где N_1^c — см. формулу (19.58); M_1 — см. формулу (19.61).

Дополнительное меридиональное усилие

$$\overline{N}_1^{c} = H_c \cos\beta, \qquad (19.63)$$

а в рассматриваемом частном случае при знаках по формулам (19.61')

$$\overline{N}_1^{c} = -X_2^{c} \cos\beta.$$

Кольцевые краевые напряжения сферической оболочки

$$\sigma_{(2)}^{c} = \frac{N_2^{c}}{h_c} + \frac{\overline{N}_2^{c}}{h_c} \pm \frac{6M_2^{c}}{h_c^2}, \qquad (19.64)$$

$$\text{где} \quad N_2^{c} = \frac{p\rho}{2}. \qquad (19.65)$$

Дополнительное местное кольцевое усилие, вызванное усилиями M_1 и H_c:

$$\overline{N}_2^{c} = \frac{2\rho \sin^2\beta}{S_c}\left(\frac{M_1}{S_c} + H_c\right), \qquad (19.66)$$

где $H_c = -X_2^c$ [для данного случая согласно (19.61')].

Дополнительный местный кольцевой момент M_2^c, вызванный усилиями M_1 и H_c, определяется по формуле

$$M_2^{c} = \mu M_1 - (1-\mu^2)\frac{S_c \cos\beta}{\rho \sin\beta}\left(\frac{S_c H_c}{2} + M_1\right), \qquad (19.67)$$

где M_1 и H_c — см. для данного случая (19.61').

Касательное краевое напряжение сферической оболочки

$$\tau_c = \frac{Q_c}{h_c}. \qquad (19.68)$$

г) Приращение радиуса r на уровне $a-a$, равное $\overline{\Delta r}$, и поворот сечения на этом же уровне в направлении часовой стрелки $\overline{\varphi}$ (рис. 19.12)

$$\overline{\Delta r} = \delta_{22}^{ц} + \delta_{21}^{ц} M_1 + \Delta_{2P}^{ц} = \delta_{22}^{с}\left(H_с + N_1^{с}\cos\beta\right) - \delta_{21}^{с} M_1 - \Delta_{2P}^{с}; \quad (19.69)$$

$$\overline{\varphi} = \delta_{11}^{ц} M_1 + \delta_{12}^{ц} H_ц + \Delta_{1P}^{ц} = -\delta_{11}^{с} M_1 + \delta_{12}^{с} H_с - \Delta_{1P}^{с}. \quad (19.70)$$

Формулами (19.69) и (19.70) можно воспользоваться для проверки правильности выполненных расчетов, а также при уточнении напряжений с учетом деформированной схемы [см. указания к формулам (19.39) и (19.40)].

Краевой эффект в местах пересечения замкнутых круговых оболочек при наличии кольца жесткости по линии пересечения

Рассматриваемые случаи загрузки оболочек внутренним давлением p схематически приведены на рис. 19.13. Они аналогичны приведенным на рис. 19.4 с той разницей, что в местах пересечения оболочек поставлены кольца жесткости.

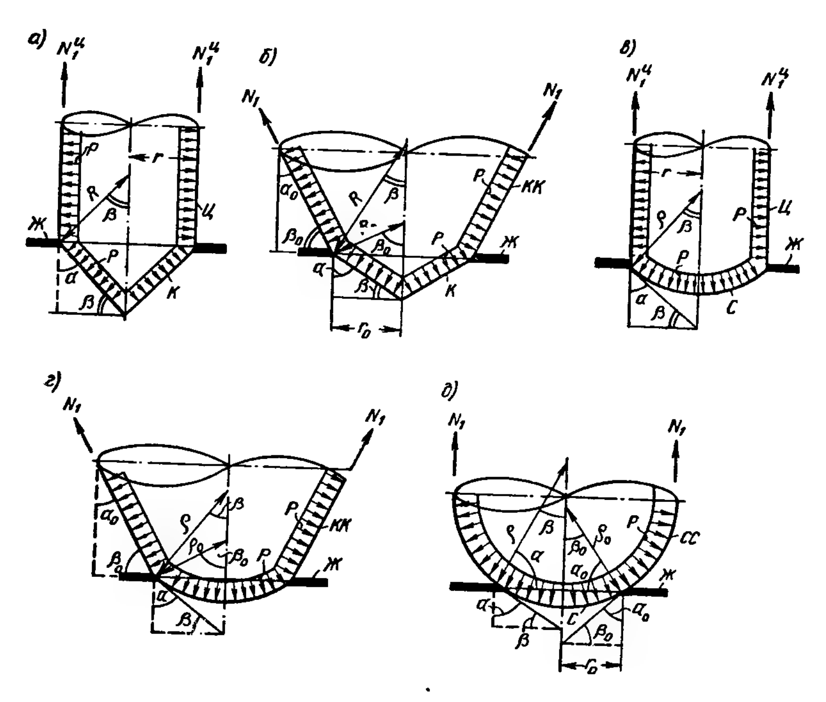


Рис. 19.13. Системы пересечения оболочек с кольцами жесткости

а — пересечение цилиндра, конуса и кольца; *б* — пересечение двух конусов и кольца; *в* — пересечение цилиндра, сферы и кольца; *г* — пересечение конуса, сферы и кольца; *д* — пересечение двух сфер разного радиуса и кольца

Методы решения задачи о краевом эффекте для всех случаев, изображенных на рис. 19.13, аналогичны. Рассмотрим пример решения лишь одного из случаев, например изображенного на рис. 19.13, *а*.

Решение задачи методом сил (рис. 19.14)

Система четырежды статически неопределима. Усилия $N_1^{ц}$ и $N_1^{к}$ определяются по мембранной теории [формулы (19.18) и (19.19)].

Канонические уравнения (19.4), написанные в общем виде, для данного случая имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} X_1\delta_{11}+X_2\delta_{12}+X_3\delta_{13}+X_4\delta_{14}+\Delta_{1P}=0;\\ X_1\delta_{21}+X_2\delta_{22}+X_3\delta_{23}+X_4\delta_{24}+\Delta_{2P}=0;\\ X_1\delta_{31}+X_2\delta_{32}+X_3\delta_{33}+X_4\delta_{34}+\Delta_{3P}=0;\\ X_1\delta_{41}+X_2\delta_{42}+X_3\delta_{43}+X_4\delta_{44}+\Delta_{4P}=0. \end{aligned}\right\} \qquad (19.71)$$

Канонические уравнения (19.4), написанные применительно к основной системе (рис. 19.14, с учетом правила знаков для перемещений и направления усилий, а также нагрузок в основной системе), примут вид:

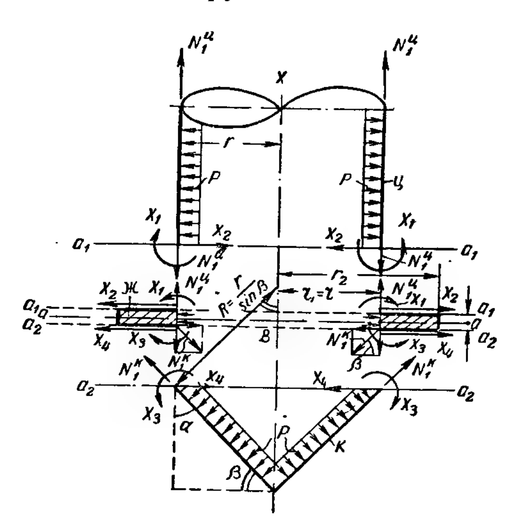


Рис. 19.14. Расчетная схема (основная система) при пересечении цилиндра, конуса и кольца

$$\left.\begin{aligned}
&X_1\left(\delta_{11}^{\text{ц}}+\delta_{11}^{\text{ж}}\right)+X_2\left(-\delta_{12}^{\text{ц}}+\delta_{11}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)+X_3\left(-\delta_{13}^{\text{ж}}\right)+\\
&+X_4\left(-\delta_{11}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)+\Delta^{\text{ж}}_{1N_1^{\text{ц}}}+\delta_{11}^{\text{ж}}N_1^{\text{к}}\cos\beta\frac{h_{\text{ж}}}{2}-\Delta^{\text{ж}}_{1\left(N_1^{\text{к}}\sin\beta\right)}=0;\\
&X_1\left(-\delta_{21}^{\text{ц}}+\delta_{11}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)+X_2\left[\delta_{22}^{\text{ц}}+\delta_{22}^{\text{ж}}+\delta_{11}^{\text{ж}}\left(\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)^2\right]+X_3\left(-\delta_{33}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)+\\
&+X_4\left(\delta_{24}^{\text{ж}}-\delta_{13}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)-\Delta_{2P}^{\text{ц}}+\Delta_{2P}^{\text{ж}}+\Delta^{\text{ж}}_{1N_1^{\text{ц}}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}-\Delta^{\text{ж}}_{2\left(N_1^{\text{к}}\cos\beta\right)}+\\
&+\delta_{11}^{\text{ж}}N_1^{\text{к}}\cos\beta\left(\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)^2-\frac{h_{\text{ж}}}{2}\Delta^{\text{ж}}_{1\left(N_1^{\text{к}}\sin\beta\right)}=0;\\
&X_1\left(-\delta_{31}^{\text{ж}}\right)+X_2\left(-\delta_{33}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)+X_3\left(\delta_{33}^{\text{ж}}+\delta_{33}^{\text{к}}\right)+\\
&+X_4\left(\delta_{33}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}-\delta_{34}^{\text{к}}\right)-\Delta^{\text{ж}}_{3N_1^{\text{ц}}}-\delta_{33}^{\text{ж}}N_1^{\text{к}}\cos\beta\frac{h_{\text{ж}}}{2}+\Delta^{\text{ж}}_{3\left(N_1^{\text{к}}\sin\beta\right)}+\\
&+\Delta_{3P}^{\text{к}}=0;\\
&X_1\left(-\delta_{11}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)+X_2\left(\delta_{42}^{\text{ж}}-\delta_{31}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)+X_3\left(\delta_{33}^{\text{ж}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}-\delta_{43}^{\text{к}}\right)+\\
&+X_4\left[\delta_{44}^{\text{ж}}+\delta_{33}^{\text{ж}}\left(\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)^2+\delta_{44}^{\text{к}}\right]+\Delta_{4P}^{\text{ж}}-\Delta^{\text{ж}}_{3N_1^{\text{ц}}}\frac{h_{\text{ж}}}{2}-\Delta^{\text{ж}}_{4\left(N_1^{\text{к}}\cos\beta\right)}-\\
&-\delta_{31}^{\text{ж}}N_1^{\text{к}}\cos\beta\left(\frac{h_{\text{ж}}}{2}\right)^2+\Delta^{\text{ж}}_{3\left(N_1^{\text{к}}\sin\beta\right)}\frac{h_{\text{ж}}}{2}-\Delta_{4P}^{\text{к}}=0.
\end{aligned}\right\}\qquad (19.72)$$

С обозначениями табл. 19.1—19.10 перемещения из уравнений (19.72) связаны следующими равенствами:

$$\left.\begin{aligned}
&\delta_{11}^{ц} = \delta_{MM}^{ц};\ \delta_{12}^{ц} = \delta_{21}^{ц} = \delta_{MH}^{ц} = \delta_{HM}^{ц};\ \delta_{22}^{ц} = \delta_{HH}^{ц};\\
&\delta_{11}^{ж} = \delta_{13}^{ж} = \delta_{33}^{ж} = \delta_{M_1M_1}^{ж};\ \delta_{22}^{ж} = \delta_{44}^{ж} = \delta_{24}^{ж} = \delta_{NN}^{ж};\ \delta_{33}^{к} = \delta_{MM}^{к};\\
&\delta_{43}^{к} = \delta_{34}^{к} = \delta_{HM}^{к};\ \delta_{44}^{к} = \delta_{HH}^{к};\ \Delta_{1N_1^{ц}}^{ж} = \Delta_{3N_1^{ц}}^{ж} = \delta_{HM_1}^{ж} N_1^{ц};\\
&\Delta_{1\left(N_1^{к}\sin\beta\right)}^{ж} = \delta_{HM_1}^{ж} N_1^{к}\sin\beta;\quad \Delta_{2P}^{ц} = \Delta_{HP}^{ц};\ \Delta_{2P}^{ж} = \Delta_{4P}^{ж} = \Delta_{NP}^{ж};\\
&\Delta_{2\left(N_1^{к}\cos\beta\right)}^{ж} = \Delta_{4\left(N_1^{к}\cos\beta\right)}^{ж} = \delta_{NN}^{ж} N_1^{к}\cos\beta;\ \Delta_{3\left(N_1^{к}\sin\beta\right)}^{ж} =\\
&= \delta_{HM_1}^{ж} N_1^{к}\sin\beta;\quad \Delta_{3P}^{к} = \Delta_{MP}^{к};\quad \Delta_{4P}^{к} = \Delta_{HP}^{к}.
\end{aligned}\right\}\quad (19.73)$$

Рис. 19.15. Положительные направления усилий в сечениях оболочек

а — цилиндрической; *б* — конической

Если пренебречь эксцентрицитетом $h_ж/2$ приложения сил X_2, X_4 и $N_1^к \cos\beta$, считая эти силы приложенными на уровне $a — a$ (т. е. в срединной плоскости кольца жесткости «ж»), и нагрузками p, приложенными непосредственно к кольцу по малой высоте $h_ж$, то уравнения (19.72) существенно упростятся и примут вид:

$$\left.\begin{aligned}
&X_1\left(\delta_{11}^{ц} + \delta_{11}^{ж}\right) + X_2\left(-\delta_{12}^{ц}\right) + X_3\left(-\delta_{13}^{ж}\right) + X_4 0 +\\
&\quad + \Delta_{1N_1^{ц}}^{ж} - \Delta_{1\left(N_1^{к}\sin\beta\right)}^{ж} = 0;\\
&X_1\left(-\delta_{21}^{ц}\right) + X_2\left(\delta_{22}^{ц} + \delta_{22}^{ж}\right) + X_3 0 + X_4 \delta_{24}^{ж} -\\
&\quad - \Delta_{2P}^{ц} - \Delta_{2\left(N_1^{к}\cos\beta\right)}^{ж} = 0;\\
&X_1\left(-\delta_{31}^{ж}\right) + X_2 0 + X_3\left(\delta_{33}^{ж} + \delta_{33}^{к}\right) + X_4\left(-\delta_{34}^{к}\right) - \Delta_{3N_1^{ц}}^{ж} +\\
&\quad + \Delta_{3\left(N_1^{к}\sin\beta\right)}^{ж} + \Delta_{3P}^{к} = 0;\\
&X_1 0 + X_2 \delta_{42}^{ж} + X_3\left(-\delta_{43}^{к}\right) + X_4\left(\delta_{44}^{ж} + \delta_{44}^{к}\right) -\\
&\quad - \Delta_{4\left(N_1^{к}\cos\beta\right)}^{ж} - \Delta_{4P}^{к} = 0.
\end{aligned}\right\}\quad (19.74)$$

Пользуясь табл. 19.1—19.10 и равенством (19.73), можно определить неизвестные усилия X_1, X_2, X_3 и X_4, а затем усилия M_1, H и Q, действующие на отсеченные оболочки основной системы (рис. 19.14), в сечениях $a_1—a_1$ и $a_2—a_2$, кроме мембранных усилий $N_1^ц$ и $N_1^к$. Положительные на-

правления усилий в цилиндрической и конической оболочках показаны на рис. 19.15.

Усилия M_1, H и Q на единицу длины кольцевых сечений a_1—a_1 и a_2—a_2 (т. е. в местах возникновения краевого эффекта) будут определяться следующими выражениями

В общем случае:

$$\left.\begin{aligned} &M_1^{ц} = X_1; \quad M_1^{к} = X_3; \quad H_{ц} = X_2; \\ &H_{к} = X_4; \quad Q_{ц} = H_{ц}; \quad Q_{к} = H_{к}\sin\beta. \end{aligned}\right\} \qquad (19.75)$$

В частном случае при совпадении направлений X_1, X_2 и X_3, X_4 с принятым на рис. 19.14:

$$\left.\begin{aligned} &M_1^{ц} = X_1; \quad M_1^{к} = X_3; \quad H_{ц} = -X_2; \quad H_{к} = -X_4; \\ &Q_{ц} = -X_2; \quad Q_{к} = -X_4\sin\beta. \end{aligned}\right\} \qquad (19.75')$$

Зная усилия N, M, H и Q, можно определить местные напряжения оболочек по формулам (19.23) — (19.38).

Силы, действующие на единицу длины кольца жесткости в основной системе при положительных направлениях, указанных на рис. 19.16, имеют следующие значения:

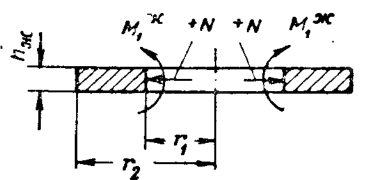


Рис. 19.16. Положительные направления усилий в кольцах жесткости

в общем случае:

$$\left.\begin{aligned} &N = X_2 + X_4 + ph_{ж} + N_1^{к}\cos\beta; \\ &M_1^{ж} = X_1 + X_3 + \left(X_2 + X_4 + N_1^{к}\cos\beta\right)\frac{h_{ж}}{2}; \end{aligned}\right\} \qquad (19.76)$$

в частном случае, при совпадении направлений X_1, X_2, X_3, X_4 и N с принятым на рис. 19.14:

$$\left.\begin{aligned} &N = X_2 + X_4 + ph_{ж} - N_1^{к}\cos\beta; \\ &M_1^{ж} = X_1 - X_3 + \left(X_2 - X_4 + N_1^{к}\cos\beta\right)\frac{h_{ж}}{2}. \end{aligned}\right\} \qquad (19.76')$$

Следует учесть, что $N_1^{ц} = N_1^{к}\sin\beta$ и, следовательно, сила, действующая на кольцо жесткости вдоль оси оболочки (из плоскости кольца), равна нулю.

Перемещение в направлении радиуса r от оси оболочки

$$\overline{\Delta}r = \delta_{22}^{ц} H_{ц} - \delta_{12}^{ц} M_1^{ц} - \Delta_{2P}^{ц} = \delta_{22}^{ж} N = \delta_{44}^{к}\left(H_{к} + N_1^{к}\cos\beta\right) - \\ - \delta_{43}^{к} M_1^{к} - \Delta_{4P}^{к}. \qquad (19.77)$$

Поворот сечения на уровне a—a (положительный поворот +) принят по часовой стрелке для левого узла или против часовой стрелки для правого узла:

$$\overline{\varphi} = \delta_{11}^{ц} M_1^{ц} - \delta_{12}^{ц} H_{ц} + \Delta_{1P}^{ц} = \delta_{11}^{ж} M_1^{ж} = -\delta_{33}^{к} M_1^{к} - \delta_{34}^{к} H_{к} - \Delta_{3P}^{к}. \qquad (19.78)$$

[см. замечания и указания после формул (19.39) и (19.40), относящиеся также и к данному случаю].

Решение задачи методом перемещений (деформаций)

Решение рассматриваемой задачи о краевом эффекте (рис. 19.13, *а*) с применением метода деформаций значительно упрощается, так как число неизвестных вместо четырех при решении методом сил становится равным двум: поворот узла (y_1) и смещение узла (y_2).

Рассматриваемый пример был уже приведен в § 1.

Добавим к нему лишь прием, облегчающий определение коэффициентов A_{iP} методом сил. На рис. 19.17 приведена расчетная схема осесимметричной оболочки произвольной формы с жестко защемленным краем, загруженной внутренним давлением.

Канонические уравнения:

$$\left.\begin{aligned} X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + \Delta_{1P} = 0; \\ X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + \Delta_{2P} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (19.79)$$

Решение уравнений (19.79) в общем виде:

$$X_1 = \frac{\Delta_{2P}\delta_{12} - \Delta_{1P}\delta_{22}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2};$$

$$X_2 = \frac{\Delta_{1P}\delta_{12} - \Delta_{2P}\delta_{11}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}. \qquad (19.80)$$

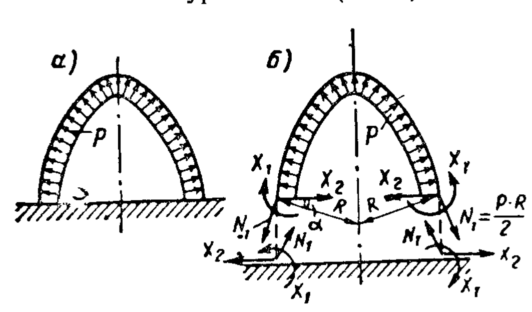


Рис. 19.17. Расчетная схема произвольной осесимметричной оболочки, загруженной внутренним давлением

а — задачная система; *б* — основная система

Воспользовавшись табл. 19.1—19.10, находим из уравнений (19.80) неизвестные X_1 и X_2, а затем силовые коэффициенты примера, рассмотренного в § 1 (см. рис. 19.3), A_{iP}, относящиеся к оболочке. Величина A_{iP}, относящаяся к кольцу жесткости, весьма мала. Для рассматриваемого примера

$$-A_{iP}^{ж} = ph_{ж}, \qquad (19.81)$$

где $h_ж$ — толщина кольца жесткости.

Краевой эффект у колец жесткости цилиндрических оболочек, загруженных внутренним давлением

Рассматриваемый случай схематически показан на рис. 19.18.

Приращение радиуса оболочки в зоне, удаленной от места возникновения краевого эффекта:

$$\Delta r = \frac{pr^2}{Eh_ц}\left(1 - \frac{\mu}{2}\right).$$

Приращение радиуса кольца жесткости

$$\Delta r_ж = (pc + 2H)\frac{r^2}{EF}, \qquad (19.82)$$

где F — площадь сечения кольца жесткости.

Канонические уравнения метода сил для рассматриваемого случая симметричной относительно осей оболочки и кольца нагрузки примут вид:

$$M_1\delta_{MM}^{ц} + H\delta_{MH}^{ц} + \Delta_{MP}^{ц} = 0; \qquad (19.83)$$

$$M_1\delta_{HM}^{ц} + H\delta_{HH}^{ц} + \Delta_{HP}^{ц} = 0; \qquad (19.84)$$

$\Delta_{MP}^{ц} = 0$ (согласно табл. 19.1), откуда

$$M_1\delta_{MM}^{ц} = -H\delta_{MH}^{ц}. \qquad (19.85)$$

Подставив в равенство (19.85) значения δ из табл. 19.1, получим

$$\frac{M_1 S_ц}{EJ_0^ц} = \frac{HS_ц^2}{2EJ_0^ц}, \qquad (19.86)$$

откуда:

$$M_1 = \frac{HS_{ц}}{2};\qquad(19.87)$$

$$\Delta^{ц}_{HP} = -\left(\Delta r - \Delta r_{ж}\right).\qquad(19.88)$$

Подставив во второе каноническое уравнение (19.84) значение (19.87), значения из табл. 19.1 и значение (19.88), с учетом равенств (19.1) и (19.82), после подстановок и преобразования получим

$$\frac{HS^3_{ц}}{4EJ^{ц}_0} + (pc + 2H)\frac{r^2}{EF} - \frac{pr^2}{Eh_{ц}}\left(1 - \frac{\mu}{2}\right) = 0\qquad(19.89)$$

или, сделав преобразования с учетом равенства (19.9), найдем

$$\frac{r^2 H}{h_{ц} S_{ц} E} + (pc + 2H)\frac{r^2}{EF} - \frac{pr^2}{Eh_{ц}}\left(1 - \frac{\mu}{2}\right) = 0.\qquad(19.90)$$

Рис. 19.18. Расчетная схема цилиндрической оболочки с кольцом жесткости при загрузке внутренним давлением p

Из равенства (19.89) или (19.90) получим

$$H = \frac{pr^2 J^{ц}_0\left[F\left(1 - \frac{\mu}{2}\right) - Ch_{ц}\right]}{h_{ц}\left(0{,}25S^3_{ц} F + 2r^2 J^{ц}_0\right)} = \frac{pS_{ц}\left[F\left(1 - \frac{\mu}{2}\right) - Ch_{ц}\right]}{F + 2h_{ц} S_{ц}}.\qquad(19.91)$$

При бесконечно жестком кольце из равенства (19.90) получим

$$H = pS_{ц}\left(1 - \frac{\mu}{2}\right).\qquad(19.92)$$

Напряжения можно найти по формулам (19.23)—(19.28), приняв в них $H = H_{ц} = X_2$ и $H_0 = 0$.

Краевой эффект от внецентренного примыкания оболочек

Величины изгибающих моментов, возникающих в оболочке при внецентренном примыкании отдельных ее элементов, определяются совместным решением уравнений

$$m_{л} + m_{пр} = m \text{ и } \frac{m_{л}}{m_{пр}} = A,\qquad(19.93)$$

где m — сумма моментов, действующих в обеих частях оболочки (на единицу длины), равная произведению величины эксцентрицитета e на усилие, действующее в оболочке N;

$$m = Ne,\qquad(19.94)$$

$m_{л}$ — момент на единицу длины в левой части оболочки;

$m_{пр}$ — момент на единицу длины в правой части оболочки;

А — величина, зависящая от очертания примыкающих частей оболочки; принимается по табл. 19.11, составленной при условии равенства углов поворота обеих частей оболочки (см. табл. 19.11).

Краевой эффект в опорном узле вертикального цилиндрического резервуара на сплошном упругом винклеровском основании (рис. 19.19)

Задача легко решается методом сил аналогично разобранным ранее примерам. Неизвестные величины X_1 и X_2 (рис. 19.19, *б*).

Канонические уравнения (19.4) для данной конкретной задачи с учетом знаков применительно к направлениям сил по схеме рис. 19.19, *б* и табл. 19.1—19.10 будут иметь вид:

$$\left.\begin{aligned} &X_1\left(\delta^{ц}_{MM}+\delta^{п}_{MM}\right)+X_2\left(-\delta^{ц}_{MH}+0\right)+\Delta^{ц}_{MP}+\Delta^{п}_{MP}+\Delta^{ц}_{Mq}=0;\\ &X_1\left(-\delta^{ц}_{HM}+0\right)+X_2\left(\delta^{ц}_{HH}+\delta^{п}_{NN}\right)-\Delta^{ц}_{HP}=0,\end{aligned}\right\}\qquad(19.95)$$

где перемещения δ и Δ приведены в табл. 19.1—19.6.

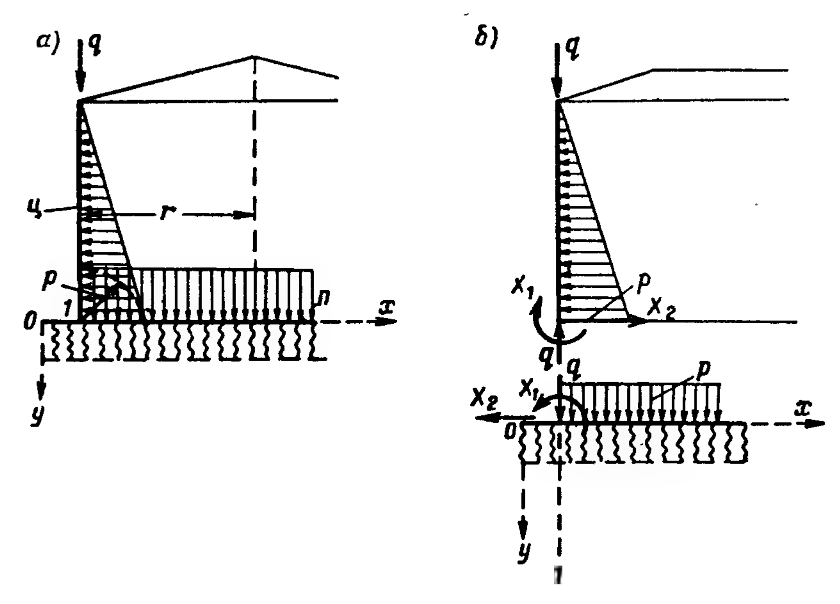


Рис. 19.19. Расчетная схема вертикального цилиндрического резервуара на сплошном упругом винклеровском основании

а — заданная система; *б* — основная система

Дальнейший ход расчета аналогичен разобранным выше примерам и не представляет затруднений.

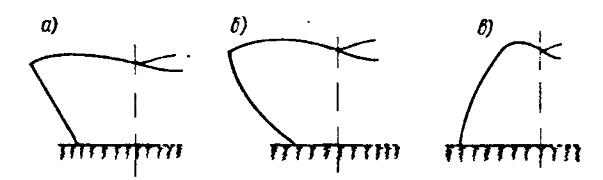


Рис. 19.20. Схемы вертикальных осесимметричных сосудов с плоскими днищами на сплошном упругом основании

а — конический сосуд; *б* — усеченный сферический сосуд; *в* — сосуд произвольной формы

№ п/п	Случаи примыкания	Углы поворота частей: левой	Углы поворота частей: правой	$A = \dfrac{m_л}{m_{пр}}$
1	Цилиндрические оболочки	$\dfrac{4r_1^2 m_л}{h_1 S_{1ц}^3 E}$	$\dfrac{4r_2^2 m_{пр}}{h_2 S_{2ц}^3 E}$	$\left(\dfrac{h_1}{h_2}\right)^{5/2}$
		Здесь $S_ц = \dfrac{\sqrt{rh}}{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}$; при $\mu = 0{,}3$ $S_ц = 0{,}78\sqrt{rh}$		
2	Сферические оболочки	$\dfrac{4\rho_1^2 m_л}{h_1 S_{1c}^3 E W_1}$	$\dfrac{4\rho_2^2 m_{пр}}{h_2 S_{2c}^3 E W_2}$	$\left(\dfrac{h_1}{h_2}\right)^{5/2} \dfrac{W_1}{W_2}$
	$\alpha < \dfrac{\pi}{2}$	Здесь $S_c = \dfrac{\sqrt{\rho R}}{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}$; при $\mu=0{,}3$ $S_c = 0{,}78\sqrt{\rho R}$; $W_1 = 1 - 0{,}5\dfrac{S_{1c}}{\rho_1}(1-2\mu)\operatorname{ctg}\alpha$; $W_2 = 1 + 0{,}5\dfrac{S_{2c}}{\rho_2}(1-2\mu)\operatorname{ctg}\alpha$		
3	Конические оболочки	$\dfrac{S_к m_л}{E J_0^к \nu_1}$	$\dfrac{S_{кк} m_{пр}}{E J_0^{кк} \nu_3}$	$\left(\dfrac{h_1}{h_2}\right)^{5/2} \dfrac{\nu_1}{\nu_3}$
		Здесь $S_к = 0{,}78\sqrt{R_1 h_1}$; $S_{кк} = 0{,}78\sqrt{R_2 h_2}$; $J_0^к = \dfrac{h_1^3}{12(1-\mu^2)}$; $J_0^{кк} = \dfrac{h_2^3}{12(1-\mu^2)}$; $\nu_1 = 1 + \dfrac{S_к \cos\alpha\,(4-\mu)}{4R_1 \sin\alpha}$; $\nu_3 = 1 - \dfrac{S_{кк}\operatorname{ctg}\alpha\,(1-\mu)}{4R_2}$.		

Примечания: 1. В таблице даны готовые формулы только для случаев примыкания оболочек одинакового очертания. При примыкании оболочек разного очертания расчет ведется тем же способом. Выражения для углов поворота могут быть взяты из данной таблицы, а также из табл. 19.1—19.10.

2. Разницей в величине радиусов примыкающих частей оболочек при определении величин N обычно пренебрегают.

3. Краевой эффект, связанный с неодинаковой жесткостью сопрягающихся оболочек, в данном случае не учтен и подлежит дополнительному определению с использованием метода сил или деформаций, а также табл. 19.1—19.10.

Краевой эффект в опорных узлах вертикальных осесимметричных сосудов различных форм с плоскими днищами на сплошном упругом основании (рис. 19.20)

Задачи, приведенные на рис. 19.20, а также подобные другие решаются аналогично предыдущей только вместо перемещений $\delta^{ц}$ и $\Delta^{ц}$ в уравнениях (19.95) следует подставлять перемещения, соответствующие рассматриваемой осесимметричной оболочке, например: для рис. 19.20, *а*—$\delta^{кк}$ и $\Delta^{кк}$; для рис. 19.20, *б*—$\delta^{сс}$ и $\Delta^{сс}$ и т. д.

§ 4. ПРАКТИЧЕСКИЕ ПРИЕМЫ РАСЧЕТА КРАЕВОГО ЭФФЕКТА В УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОЙ И ПЛАСТИЧЕСКОЙ ОБЛАСТИ

Для очень многих случаев упомянутая в §1—3 граница упругой области принимается в качестве исходного критерия предельного состояния по нормам проектирования.

Если же нагрузка возрастает и далее, то после достижения напряжениями на части толщины оболочки предела текучести начинается уже новая, упруго-пластическая стадия работы, и далее (с дальнейшим ростом нагрузок) работа оболочки доходит до полной пластической стадии. Нашей задачей является: установить минимальное значение нагрузки, при котором пластическими напряжениями пронизывается вся толщина оболочки и таким образом наступает полная пластическая стадия ее работы (при этом может быть однозначное пластическое напряжение или полный шарнир пластичности).

Упруго-пластическая и пластическая стадии работы оболочки характерны также (кроме упомянутых выше значений напряжений, равных пределу текучести $\sigma_т$) более интенсивным нарастанием перемещений, в том числе остаточных. Это явление, в свою очередь, сопровождается изменением структуры и несущей способности металла: появляются явления наклепа, повышается склонность к хрупкому разрушению (особенно в зоне соединений) и другие отрицательные факторы.

Поэтому хотя нагрузка, определяющая переход оболочек в зонах краевого эффекта из упруго-пластической в пластическую стадию работы, формально и не является разрушающей (до полного разрушения нагрузка зачастую может быть увеличена еще в 2 раза и более), все же во многих случаях, как упоминалось, в качестве предельного состояния принимается лишь граница перехода в упруго-пластическую стадию от стадии упругой работы.

К таким случаям относятся условия эксплуатации при достаточно часто изменяющихся нагрузках и циклических загружениях, при эксплуатации в условиях низких температур, динамических воздействиях, высоких давлениях и скоплении людей в зоне эксплуатации оболочек, заполненных сжатым воздухом или газом, и т. д.

Могут быть и такие случаи, когда при статических загружениях, загружениях нетоксичной жидкостью или сыпучими материалами, при не слишком высоких давлениях, благоприятных температурных условиях и др. допускается работа оболочек в зонах краевого эффекта в упруго-пластической и пластической стадиях.

Поэтому проектировщикам необходимо знание прикладной методики для определения нагрузок, при которых оболочки в различных случаях, встречающихся на практике, в зоне краевого эффекта переходят в пластическую стадию работы.

Для практических целей ниже приводится универсальная приближенная и простая методика, дающая точность в пределах исходных предпосылок и обеспечивающая необходимую механическую прочность.

Вопросы, связанные с рассматриваемой темой, исследовали: А. А. Гвоздев [29], А. А. Ильюшин [43], Ю. Н. Работнов [99], В. В. Рож-

дественский [106, 107], В. И. Розенблюм [108], А. Р. Ржаницын [103, 104], М. Я. Лаут [121], С. Д. Лейтес и др.

Не имея возможности в рамках данной книги дать обзор и сопоставление результатов упомянутых работ, учтенных или частично использованных нами, перейдем к сущности метода, рекомендуемого для применения.

Основные исходные предпосылки, принимаемые нами и принятые перечисленными авторами:

1-я основная предпосылка — материал идеальный упруго-пластичный по диаграмме Прандтля (или жестко-пластический, что не сказывается на результатах); самоупрочнение материала не учитывается;

2-я основная предпосылка — перемещения настолько малы, что изменения начальной расчетной схемы не учитываются (недеформируемая схема).

Обе основные исходные предпосылки таковы, что действительная нагрузка, определяющая переход в пластическую стадию, должна быть больше теоретической.

Кроме упомянутых основных принимаются следующие дополнительные исходные предпосылки для излагаемого ниже элементарного упрощенного метода решения рассматриваемых задач:

1-я дополнительная предпосылка — не учитывается взаимное влияние (взаимодействие) меридиональных и кольцевых усилий и напряжений;

2-я дополнительная предпосылка — кольцевые усилия N_2 и меридиональные изгибающие моменты M_1 изменяются по длине зоны текучести независимо друг от друга и в отдельных точках этой зоны могут достигать предельных (с учетом предыдущей предпосылки) значений:

$$N_2^{\text{т}} = \sigma_{\text{т}} h = q_{\text{пр}} r_i; \qquad (19.96)$$

$$M_1^{\text{т}} = \frac{\sigma_{\text{т}} h^2}{4}, \qquad (19.97)$$

где $q_{\text{пр}}$ — предельный (принимаемый равномерным в зоне краевого эффекта) отпор кольцевого основания меридиональной полоски единичной ширины;

r_i — радиус цилиндра или конического сечения другой осесимметричной оболочки.

Остальные обозначения встречались раньше.

Из оболочки в зоне краевого эффекта вырезается полоска единичной ширины и исследуется ее «предельное равновесие», т. е. составляются статические условия равновесия для этой полоски, загруженной первой неизвестной (искомой) предельной нагрузкой $p_{\text{пр}}$.

При этом равномерный «отпор кольцевого основания» полоски в предельном равновесии в пластической стадии известен и равен $q_{\text{пр}}$ [см. формулу (19.96)]. Известен также по форме вид (характер) эпюры изгибающих моментов (по физическому смыслу для каждой конкретной задачи). Кроме того, известны граничные значения изгибающих моментов, равные $M_1^{\text{т}}$ по формуле (19.97) или нулю. Второй неизвестной (искомой) величиной является расстояние S между характерными (известными) ординатами эпюры моментов.

Уравнений статики достаточно для нахождения $p_{\text{пр}}$ и S.

Применение методики проще всего уясняется на примерах, приводимых ниже.

При заданных основных предпосылках приближенный метод дает значения предельных нагрузок на 13—17% больше, чем получается по более точным методам. Однако эта неточность несколько смягчается принятием минимально возможного значения $M_1^{\text{т}}$ по формуле (19.97).

По сравнению с решением М. Я. Лаута [121] разница (в ту же сторону) равна в среднем 6%. Неучет самоупрочнения и деформируемости схемы (см. основные предпосылки) приводит к преуменьшенным значениям предельных нагрузок при переходе в пластическую стадию и при более точном анализе вопроса. Таким образом, приближенная методика расчета, вероятно, дает отклонения значений предельных нагрузок в сторону приближений к действительным условиям работы и во всяком случае в пределах точности основных исходных предпосылок.

Учитывая при этом большой интервал между нагрузками пластического состояния $p_{пр}$ и разрушающими нагрузками, можно считать, что приближенная методика предельного равновесия вполне приемлема и достаточна для практических целей.

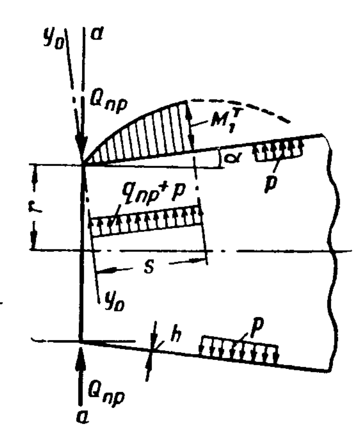


Рис. 19.21. Расчетная схема для определения предельной нагрузки $Q_{пр}$, равномерно распределенной по краю конической оболочки с внутренним давлением

Переходим к конкретным примерам определения предельных нагрузок для разных случаев в момент перехода в пластическую стадию работы.

Пример 1. Определение предельной радиальной нагрузки, равномерно распределенной по краю конической оболочки (загруженной, кроме этого, внутренним давлением p) (рис. 19.21).

Рассмотрим равновесие полоски единичной ширины, вырезанной вдоль образующей, загруженной на конце силой $Q_{пр}$ и имеющей, согласно (19.96), предельный пластический равномерный отпор

$$q_{пр} = \frac{\sigma_т h \cos\alpha}{r} \tag{19.98}$$

по всей зоне краевого эффекта. К такому состоянию полоска придет после перехода из упругой стадии в пластическую, когда по мере роста нагрузки Q полоска вдоль образующей из балки на упругом основании с неравномерным отпором основаниям постепенно превращается в полоску на пластическом основании с равномерным отпором. При этом в пределах первой полуволны распространения краевого эффекта изгиб полоски будет как балки на двух опорах с равномерной нагрузкой $q_{пр} + p$, с опорными реакциями, равными $Q_{пр} \cos\alpha_1$, и наибольшим (пластическим) изгибающим моментом $M^т$ [см. (19.97)].

Рассмотрим равновесие полоски с неизвестной пока длиной S.

Из условия

$$\Sigma M_a = 0 = M_1^т - (q_{пр} + p)\frac{S^2}{2} \tag{19.99}$$

получим с учетом (19.2) значение

$$S = \sqrt{\frac{2M_1^т}{q_{пр} + p}} = \frac{h}{\sqrt{2}}\sqrt{\frac{\sigma_т}{q_{пр} + p}}. \tag{19.100}$$

Из другого условия равновесия

$$\Sigma y_0 = 0 = Q_{пр}\cos\alpha - (q_{пр} + p) S \tag{19.101}$$

имеем с учетом (19.100)

$$Q_{пр} = \frac{h}{\cos\alpha\sqrt{2}}\sqrt{\sigma_т (q_{пр} + p)}\ . \tag{19.102}$$

Пример 2. Определение предельной радиальной нагрузки, равномерно распределенной по краю цилиндрической оболочки (загруженной, кроме этого, внутренним давлением p) (рис. 19.22).

Решение рассматриваемой задачи легко получить, приравняв в предыдущем примере $\alpha=0$ и $\cos\alpha=1$. Получим

$$Q_{\text{пр}} = \frac{h}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_{\text{т}}(q_{\text{пр}} + p)}\ . \tag{19.103}$$

Пример 3. Определение предельной радиальной нагрузки, равномерно распределенной по линии пересечения двух соосных конусов с углом между образующими $\angle 180°$ при внутреннем давлении p (обе образующие имеют наклон по направлению к оси) (рис. 19.23).

Предельные отпоры «кольцевого основания» левой и правой оболочек (19.97) соответственно равны:

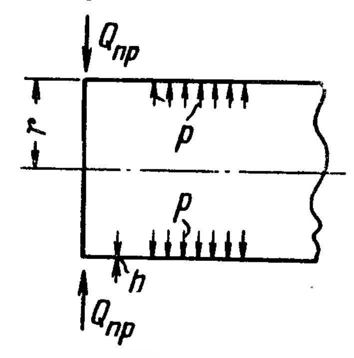


Рис. 19.22. Расчетная схема цилиндрической оболочки с внутренним давлением p и предельной нагрузкой $Q_{\text{пр}}$, равномерно распределенной по краю

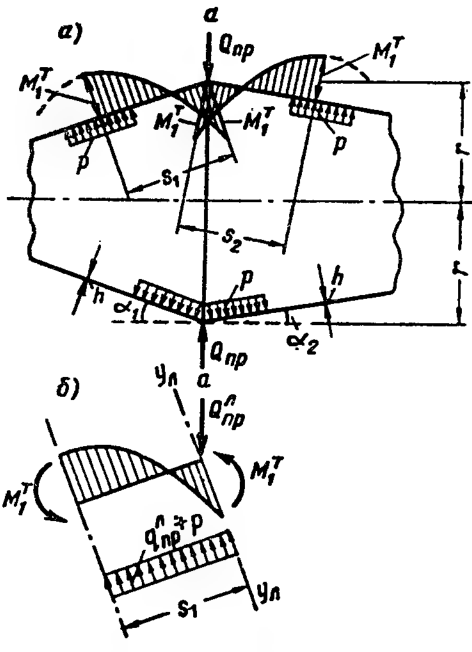


Рис. 19.23. Расчетная схема для определения предельной нагрузки $Q_{\text{пр}}$, равномерно распределенной по линии пересечения двух соосных конусов с образующими, расположенными под углом $\angle 180°$, при внутреннем давлении p (обе образующие направлены к оси)

а — общий вид схемы; *б* — схема для составления условий равновесия полоски, вырезанной из левого конуса

$$\left.\begin{aligned} q^{\text{л}}_{\text{пр}} &= \frac{\sigma_{\text{т}} h \cos\alpha_1}{r}; \quad q^{\text{п}}_{\text{пр}} = \frac{\sigma_{\text{т}} h \cos\alpha_2}{r}; \\ M^{\text{т}}_1 &= \frac{\sigma_{\text{т}} h^2}{4}; \end{aligned}\right\} \tag{19.104}$$

$Q^{\text{л}}_{\text{пр}}$ и $Q^{\text{п}}_{\text{пр}}$ — левая и правая составляющие предельной нагрузки;

$$Q = Q^{\text{л}}_{\text{пр}} + Q^{\text{п}}_{\text{пр}}. \tag{19.105}$$

Рассмотрим предельное равновесие при переходе в пластическое состояние меридиональной полоски единичной ширины с неизвестной пока длиной S_1, вырезанной из левого конуса, загруженной внутренним давлением p и нагруженной искомой силой $Q_{\text{пр}}$. Полоска покоится на пластическом основании с отпором $q^{\text{л}}_{\text{пр}}$ и имеет по краям предельные моменты $M^{\text{т}}_1$ (рис. 19.23, *б*).

Из первого условия равновесия

$$\Sigma M_a^л = 0 = 2M_1^т - \left(q_{пр}^л + p\right) \frac{S_1^2}{2} \qquad (19.106)$$

получим

$$S_1 = \sqrt{\frac{4M_1^т}{\left(q_{пр}^л + p\right)}} =$$

$$= h \sqrt{\frac{\sigma_т}{q_{пр}^л + p}}\,. \qquad (19.107)$$

Аналогично для правого конуса

$$S_2 = h \sqrt{\frac{\sigma_т}{q_{пр}^п + p}}\,. \qquad (19.108)$$

Из второго условия равновесия

$$\Sigma y_л = 0 = Q_{пр}^л \cos\alpha_1 - \left(q_{пр}^л + p\right) S_1 \qquad (19.109)$$

с учетом (19.107) получим

$$Q_{пр}^л = \frac{h \sqrt{\dfrac{\sigma_т}{q_{пр}^л + p}} \left(q_{пр}^л + p\right)}{\cos\alpha_1} =$$

$$= \frac{h \sqrt{\sigma_т \left(q_{пр}^л + p\right)}}{\cos\alpha_2}\,. \qquad (19.110)$$

Соответственно для правого конуса

$$Q_{пр}^п = \frac{h \sqrt{\sigma_т \left(q_{пр}^п + p\right)}}{\cos\alpha_2}\,. \qquad (19.111)$$

Данная предельная нагрузка

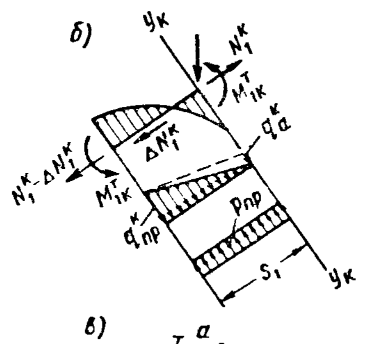
$$Q_{пр} = Q_{пр}^л + Q_{пр}^п = h \quad \sigma_т \times$$

$$\times \left(\frac{\sqrt{q_{пр}^л + p}}{\cos\alpha_1} + \frac{\sqrt{q_{пр}^п + p}}{\cos\alpha_2}\right). \qquad (19.112)$$

При разнице в толщинах листов правого и левого конусов во все выражения вместо h следует соответственно вводить $h_{пр}$ и $h_л$.

Пример 4. Задача по схеме предыдущего примера, но углы наклона образующих конусов одинаковы: $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$.

Из (19.112) легко получить



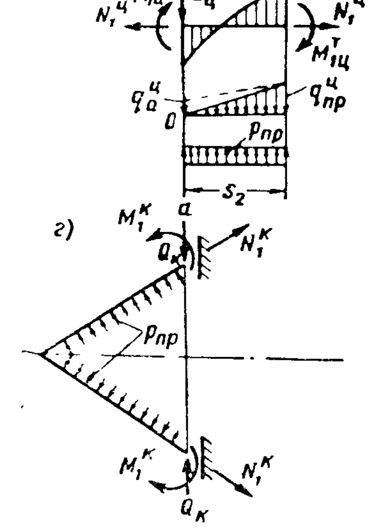


Рис. 19.24. Расчетная схема определения предельного внутреннего давления $p_{пр}$ при переходе в пластическое состояние в зоне пересечения конуса (к), цилиндра (ц) и кольца жесткости (ж)

а — заданная система; *б* — единичная полоска, вырезанная вдоль образующих конуса с внешними силами; *в* — единичная полоска, вырезанная вдоль образующих цилиндра с внешними силами; *г* — конус, защемленный в основание

$$Q_{\text{пр}} = 2h\frac{\sqrt{\sigma_{\text{т}}(q_{\text{пр}}+p)}}{\cos\alpha}. \qquad (19.113)$$

Пример 5. Определение предельного внутреннего давления $p_{\text{пр}}$ при переходе в пластическую стадию в зоне краевого эффекта пересекающихся цилиндрической и конической оболочек с кольцом жесткости на линии пересечения (рис. 19.24).

В пластической стадии предельные кольцевые отпоры конической и цилиндрической оболочек соответственно равны:

$$q_{\text{пр}}^{\text{к}} = \frac{\sigma_{\text{т}} h_{\text{к}}\cos\alpha}{r};\; q_{\text{пр}}^{\text{ц}} = \frac{\sigma_{\text{т}} h_{\text{ц}}}{r}. \qquad (19.114)$$

Пластические меридиональные моменты конической и цилиндрической оболочек

$$M_{1\text{к}}^{\text{т}} = \frac{\sigma_{\text{т}} h_{\text{к}}^2}{4};\; M_{1\text{ц}}^{\text{т}} = \frac{\sigma_{\text{т}} h_{\text{ц}}^2}{4}. \qquad (19.115)$$

Неизвестными величинами являются:

S_1 и S_2 — расстояния между двумя смежными пластическими моментами цилиндра и конуса;

$Q_{\text{к}}$ и $Q_{\text{ц}}$ — радиальные силы в плоскости, нормальной оси оболочки, в сечениях соответственно со стороны конуса и цилиндра (на единицу длины окружности сечения);

$p_{\text{пр}}$ — основное искомое внутреннее давление.

Расчет ведется методом последовательных приближений. В первом приближении перемещение кольца жесткости в его плоскости принимается равным нулю.

В последующих приближениях учитывается упругое перемещение кольца под действием сил

$$Q = Q_{\text{к}} + Q_{\text{ц}}. \qquad (19.116)$$

Предпосылкой задачи является, что перемещение кольца значительно меньше перемещения каждой из оболочек (конической и цилиндрической).

Расчет в первом приближении. Составляем расчетные уравнения для определения S_1, $Q_{\text{к}}$ и $p_{\text{пр}}$ для конической оболочки. Для этого в качестве расчетной схемы принимаем единичную меридиональную полоску длиной S_1 на упруго-пластическом основании с кольцевым отпором, изменяющимся по линейному закону от $q_{\text{пр}}^{\text{к}}$ до нуля (см. рис. 19.24, *б*) — эпюра отпора, изображенная сплошной линией. Такая эпюра отпора будет при бесконечно жестком (не перемещающемся) кольце.

Первое уравнение равновесия

$$\Sigma M_{\text{а}}^{\text{к}} = 0 = 2M_{1\text{к}}^{\text{т}} + \frac{q_{\text{пр}}^{\text{к}} S_1^2}{3} - \frac{pS_1^2}{2}. \qquad (19.117)$$

Второе уравнение равновесия

$$\Sigma y_{\text{к}} = 0 = Q_{\text{к}}\cos\alpha + \frac{q_{\text{пр}}^{\text{к}} S_1}{2} - p_{\text{пр}} S_1. \qquad (19.118)$$

Условие равенства нулю перемещения в направлении $Q_{\text{к}}$ позволяет составить уравнение с использованием зависимостей для упругой работы (см. табл. 19.1, стр. 398):

$$\frac{S_{\text{к}}^2\cos\alpha M_{1\text{к}}^{\text{т}}}{2EJ_0^{\text{к}}} + \frac{p_{\text{пр}} r^2\left(1-\frac{\mu}{2}\right)}{Eh_{\text{к}}\cos\alpha} - \frac{S_{\text{к}}^3\cos^2\alpha Q_{\text{к}}}{EJ_0^{\text{к}}} = 0, \qquad (19.119)$$

где значения $S_{\text{к}}$ и $J_0^{\text{к}}$ см. в табл. 19.1.

Из уравнений (19.117), (19.118) и (19.119) можно найти неизвестные S_1, $Q_к$ и $p_{пр}$.

Составляем аналогичные расчетные уравнения для определения S_2, $Q_ц$ и $p_{пр}$ для цилиндрической оболочки (рис. 19.24, *в*).

Первое уравнение равновесия

$$\Sigma M_a^ц = 0 = 2M_{1ц}^т + \frac{q_{пр}^ц S_2^2}{3} - \frac{p_{пр} S_2^2}{2}. \qquad (19.120)$$

Второе уравнение равновесия

$$\Sigma a_ц = 0 = Q_ц + \frac{q_{пр}^ц S_2}{2} - p_{пр} S_2. \qquad (19.121)$$

Из условия равенства нулю перемещения в направлении $Q_ц$ имеем с использованием табл. 19.1:

$$\frac{S_ц^2 M_{1ц}^т}{2EJ_0^ц} + \frac{p_{пр} r^2 \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)}{Eh_ц} - \frac{S_ц^3 Q_ц}{2EJ_0^ц} = 0, \qquad (19.122)$$

где $S_ц$ и $J_0^ц$ см. в табл. 19.1.

Из уравнений (19.120), (19.121) и (19.122) можно найти неизвестные S_2, $Q_ц$ и $p_{пр}$.

Поскольку системы уравнений (19.117), (19.118), (19.119) для конической оболочки и (19.120), (19.121), (19.122) для цилиндрической оболочки составлялись независимо друг от друга, то значения $p_{пр}$ для конуса и цилиндра в общем случае получатся неодинаковыми.

При разнице в пределах 10% можно принимать для первого приближения среднее значение $p_{пр}$, откорректировав соответственно S_1 и $Q_к$ из уравнений (19.117) и (19.118), а также S_2 и $Q_ц$ из уравнений (19.120) и (19.121). Если же разница в значениях превышает 10%, то за расчетное принимается меньшее значение $p_{пр}$. Тогда нужно до перехода ко 2-му приближению откорректировать значение Q_i для оболочки, работающей в упругой области при меньшем из двух полученных значений $p_{пр}$.

Предположим (в рассматриваемом примере), что наиболее слабым звеном в системе оказалась цилиндрическая оболочка и для нее получено меньшее значение $p_{пр}$.

Тогда коническая оболочка при той же нагрузке работает примерно в упругой области. При защемлении упругой конической оболочки справедливы следующие канонические уравнения (см. рис. 19.24, *г*):

$$\left.\begin{aligned} M_1^к \delta_{MM}^к + Q_к \delta_{MH}^к + \Delta_{MP_{пр}}^к &= 0; \\ M_1^к \delta_{HM}^к + Q_к \delta_{HH}^к + \Delta_{HP_{пр}}^к &= 0, \end{aligned}\right\} \qquad (19.123)$$

где перемещения δ и Δ см. в табл. 19.1.

Р а с ч е т в о в т о р о м п р и б л и ж е н и и. Во втором приближении учитываем приращение Δr радиуса внутренней грани кольца, вследствие чего значения $p_{пр}$ должны увеличиться. Поворотом узла пересечения пренебрегаем в запас прочности (значение $p_{пр}$ при учете поворота узла было бы несколько бо́льшим):

$$\Delta r = \frac{(Q_ц + Q_к)\, r r_ж}{EF}, \qquad (19.124)$$

где значения $Q_ц$ и $Q_к$ берем из первого приближения; $r_ж$ — радиус оси кольца; F — площадь сечения кольца; E — модуль упругости.

Кольцевые напряжения конической и цилиндрической оболочек у кольца

$$\sigma_{2a}^{\text{к}} = \frac{\Delta r}{r} E \cos^2 \alpha; \quad \sigma_{2a}^{\text{ц}} = \frac{\Delta r}{r} E. \tag{19.125}$$

Кольцевые отпоры конической и цилиндрической оболочек у кольца

$$\left.\begin{aligned} q_a^{\text{к}} &= \frac{\sigma_{2a}^{\text{к}} h_{\text{к}} \cos \alpha}{r} = \frac{h_k r_{\text{ж}} (Q_{\text{к}} + Q_{\text{ц}}) \cos^3 \alpha}{Fr}; \\ q_a^{\text{ц}} &= \frac{\sigma_{2a}^{\text{ц}} h_{\text{ц}}}{r} = \frac{h_{\text{ц}} r_{\text{ж}} (Q_{\text{к}} + Q_{\text{ц}})}{Fr} \end{aligned}\right\} \tag{19.126}$$

(см. рис. 19.24, *б*, *в* — эпюры кольцевого отпора в форме трапеции, ограниченные пунктирной линией).

Для трапецеидальных эпюр кольцевого отпора будем иметь во втором приближении:

а) вместо равенств (19.117), (19.118) и (19.119) соответственно:

$$\Sigma M_a^{\text{к}} = 0 = 2M_{1\text{к}} + \frac{\left(q_{\text{пр}}^{\text{к}} - q_a^{\text{к}}\right) S_1^2}{3} - \frac{\left(p_{\text{пр}} - q_a^{\text{к}}\right) S_1^2}{2}; \tag{19.127}$$

$$\Sigma y_{\text{к}} = 0 = Q_{\text{к}} \cos \alpha + \frac{\left(q_{\text{пр}}^{\text{к}} - q_a^{\text{к}}\right) S_1}{2} - \left(p_{\text{пр}} - q_a^{\text{к}}\right) S_1; \tag{19.128}$$

$$\frac{S_{\text{к}}^2 \cos \alpha M_{1\text{к}}^{\text{т}}}{2EJ_0^{\text{к}}} + \frac{\left(p_{\text{пр}} - q_a^{\text{к}}\right) r^2 \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)}{Eh_{\text{к}} \cos \alpha} - \frac{S_{\text{к}}^3 \cos^2 \alpha Q_{\text{к}}}{EJ_0^{\text{к}}} = \Delta r \tag{19.129}$$

(из последних трех уравнений можно найти S_1, $Q_{\text{к}}$ и $p_{\text{пр}}$);

б) вместо равенств (19.120), (19.121) и (19.122) соответственно:

$$\Sigma M_a^{\text{ц}} = 0 = 2M_{1\text{ц}}^{\text{т}} + \frac{\left(q_{\text{пр}}^{\text{ц}} - q_a^{\text{ц}}\right) S_2^2}{3} - \frac{\left(p_{\text{пр}} - q_a^{\text{ц}}\right) S_2^2}{2}; \tag{19.130}$$

$$\Sigma a_{\text{ц}} = 0 = Q_{\text{ц}} + \frac{\left(q_{\text{пр}}^{\text{ц}} - q_a^{\text{ц}}\right) S_2}{2} - \left(p_{\text{пр}} - q_a^{\text{ц}}\right) S_2; \tag{19.131}$$

$$\frac{S_{\text{ц}}^2 M_{1\text{ц}}^{\text{т}}}{2EJ_0^{\text{ц}}} + \frac{\left(p_{\text{пр}} - q_a^{\text{ц}}\right) r^2 \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)}{Eh_{\text{ц}}} - \frac{S_{\text{ц}}^3 Q_{\text{ц}}}{2EJ_0^{\text{ц}}} = \Delta r \tag{19.132}$$

(из последних трех уравнений можно найти S_2, $Q_{\text{ц}}$ и $p_{\text{пр}}$).

Если ограничиться вторым приближением, то расчетным значением будет меньшее из получившихся в результате решения двух последних систем по три уравнения в каждой.

Если же перейти к третьему приближению, то нужно, действуя и рассуждая, как указано выше при переходе от первого приближения ко второму, откорректировать значения $p_{\text{пр}}$, Q_i и найти новое уточненное значение $Q = Q_{\text{ц}} + Q_{\text{к}}$. Далее следует действовать, применяя формулы от (19.124) до (19.132) и подставляя в них уточненные значения соответствующих величин.

Разница в результатах расчета в предыдущем и последующем приближениях порядка 5—7% позволяет считать достигнутую степень точности достаточной для практических целей; она находится в пределах точности исходных предпосылок.

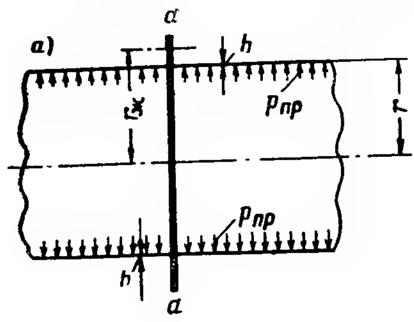
Пример 6. Определение предельного внутреннего давления $p_{\text{пр}}$ при переходе в пластическую стадию цилиндрической оболочки в зоне примыкания к ней кольца жесткости (рис. 19.25).

Ход расчета и рассуждения аналогичны предыдущему примеру.

Для цилиндрической оболочки используются выражения (19.120), (19.121) и (19.122), из которых находят неизвестные S_2, $Q_ц$ и $p_{пр}$. Случай может быть как симметричный, так и несимметричный (последний также рассмотрен в примере 5).

В частности, при наличии симметрии в выражениях (19.124) и (19.126) вместо $Q_ц + Q_к$ следует принимать $2Q_ц$ (а в несимметричном случае $Q_ц^{пр} + Q_ц^{л}$).

Также при расчете во втором приближении справедливы равенства (19.130), (19.131) и (19.132), из которых находят S_2, $Q_ц$ и $p_{пр}$ для второго приближения.



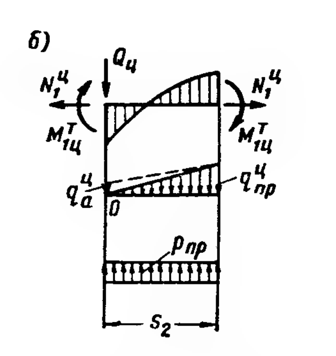


Рис. 19.25. Расчетная схема для определения предельного внутреннего давления $p_{пр}$ при переходе в пластическую стадию цилиндрической оболочки в зоне примыкания к ней кольца жесткости

а — заданная система; *б* — единичная полоска, вырезанная вдоль образующих цилиндра с внешними силами

§ 5. ЛОКАЛЬНЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ НАГРУЗОК НА ОБОЛОЧКИ

Локальные (местные) воздействия нагрузок на оболочки встречаются в листовых конструкциях достаточно часто и главным образом в местах различных примыканий. Та или иная количественная оценка этих воздействий зачастую крайне необходима при проектировании. Однако общие решения, особенно для несимметричных воздействий, иногда достаточно сложны и могут применяться в практике лишь с использованием электронно-вычислительной техники. Некоторые случаи протабулированы или даны в виде графиков.

Кроме этого, для целого ряда случаев, когда достаточно иметь приближенную (с запасом прочности) оценку напряженного состояния, применяются весьма простые для использования так называемые асимптотические формулы. При помощи этих формул хотя и не дается полной картины напряженного состояния, но зато определяются наиболее опасные из усилий или напряжений (а также перемещений) в окрестностях характерных точек n_i, в которых искомая величина обращается в бесконечность.

Погрешность тем меньше, чем ближе рассматриваемое сечение или место к характерной точке n_i. Однако асимптотические формулы дают достаточно приемлемый результат, когда расстояние рассматриваемой точки от точки n_i находится в пределах 10 толщин оболочки.

При больших расстояниях погрешность нарастает, но идет в запас прочности; тем самым при определении напряжений и перемещений по асимптотическим формулам получаются завышенные их значения.

На графиках рис. 19.26 и других даны для сравнения значения, полученные по точным и асимптотическим формулам.

В практических случаях площадки, по которым распределены силовые воздействия, определяются конструктивной формой реального объекта расчета. Применяя асимптотические формулы, не следует слишком увлекаться и далеко отходить от характерных точек n_i, в которых определяются напряжения или перемещения, чтобы не попасть в зону, где применение асимптотических формул становится некорректным.

В табл. 19.12 даны асимптотические формулы для ряда случаев при локальных загружениях цилиндрических оболочек с использованием работы В. М. Даревского, опубликованной в сборнике «Прочность и динамика авиационных двигателей» вып. I за 1964 г. изд. «Машиностроение», а для последних двух случаев — работы И. Л. Шаринова [147].

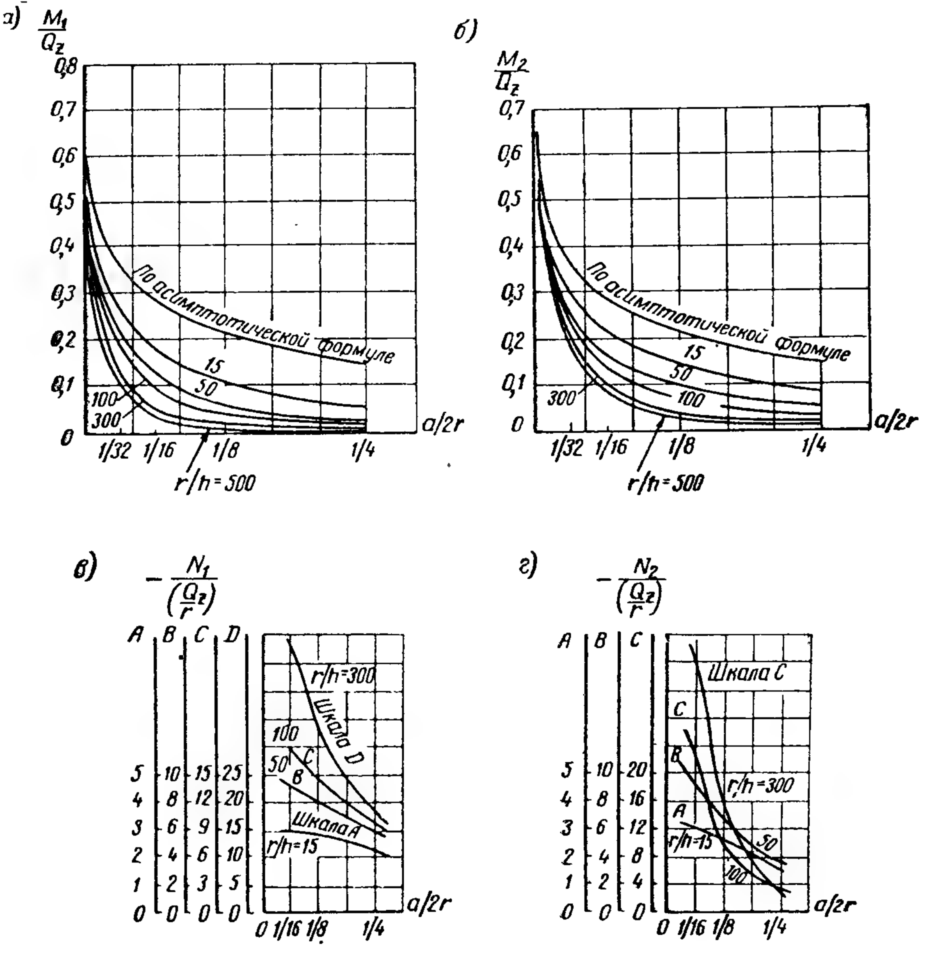


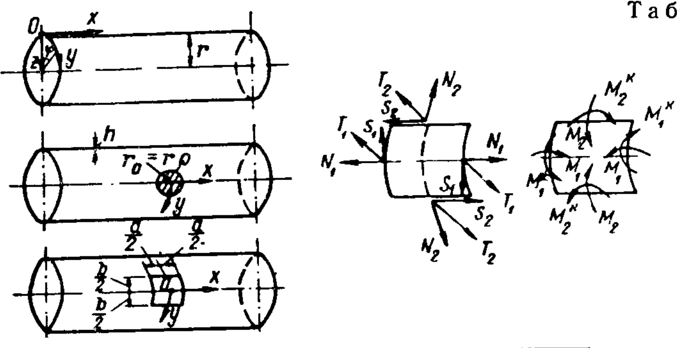
Рис. 19.26. Графики усилий от радиальной локальной нагрузки Q_z, направленной к оси цилиндрической оболочки радиуса r, свободно опертой по концам. Нагрузка Q_z приложена посередине образующей и равномерно распределена по квадрату со стороной a (принято $\frac{l}{r} = 8$, где l — длина оболочки)

а — для меридионального изгибающего момента M_1; *б* — для кольцевого изгибающего момента M_2; *в* — для меридионального усилия N_1; *г* — для кольцевого усилия N_2

П. П. Бейлардом [24] даны решения для различных случаев локальных воздействий на цилиндрические оболочки, когда площадки, подверженные локальным воздействиям, не являются достаточно малыми и асимптотические формулы приводят к существенно завышенным результатам.

Упомянутые решения проанализированы, обобщены и развиты В. М. Даревским для ряда практических случаев.

Эффект от локальных нагрузок, равномерно распределенных по направляющим окружностям осесимметричных оболочек кругового сечения для некоторых случаев, наиболее часто встречающихся в практике проектирования листовых конструкций, показан в табл. 19.13.

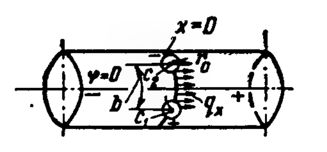
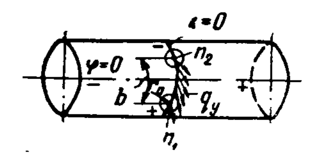


Безразмерные координаты: $\varphi = \frac{y}{r}$; $\xi = \frac{x}{r}$; $\rho = \sqrt{\varphi^2 + \xi^2}$; u, v, w — перемещения вдоль осей x, y и z.

Усилня на еднннцу длины оболочки: N_1 — нормальные мерндиональные; N_2 — нормальные кольцевые; T_i — перерезывающие усилия S_i — касательные усилия; M_1 — мерндиональный нзгнбающий момент; M_2 — кольцевой изгибающий момент; M — крутящие моменты.

№ п/п	Схема загружения	Усилия, перемещения, напряжения
1	Сосредоточенная сила Q_x вдоль образующей	$N_1 \approx \frac{Q_x \xi}{4\pi r \rho^2}\left[2(1+\mu)\frac{\varphi^2}{\rho^2} - 3 - \mu\right]$; $N_2 \approx -\frac{Q_x \xi}{4\pi r \rho^2}\left[2(1+\mu)\frac{\varphi^2}{\rho^2} - 1 + \mu\right]$; $S_1 \approx S_2 \approx -\frac{Q_x \varphi}{4\pi r \rho^2}\left[2(1+\mu)\frac{\xi^2}{\rho^2} + 1 - \mu\right]$; $u \approx -\frac{(1+\mu)(3-\mu)}{4\pi E h} Q_x \ln \rho$. При $\xi = \pm\rho$ и $\varphi = 0$ $N_1^{макс} \approx \mp \frac{3+\mu}{4\pi} \cdot \frac{Q_x}{r_0}$; $\sigma_1^{макс} = \frac{N_1^{макс}}{h}$
2	Сосредоточенная сила Q_y в окружном направлении (нормально образующей)	$N_1 \approx -\frac{Q_y \varphi}{4\pi r \rho^2}\left[2(1+\mu)\frac{\xi^2}{\rho^2} - 1 + \mu\right]$; $N_2 \approx \frac{Q_y \varphi}{4\pi r \rho^2}\left[2(1+\mu)\frac{\xi^2}{\rho^2} - 3 + \mu\right]$; $S_1 \approx S_2 \approx -\frac{Q_y \xi}{4\pi r \rho^2}\left[2(1+\mu)\frac{\varphi^2}{\rho^2} + 1 - \mu\right]$; $v \approx -\frac{(1+\mu)(3-\mu)}{4\pi E h} Q_y \ln \rho$. При $\xi = 0$ и $\varphi = \pm\rho$ $N_2^{макс} \approx \mp \frac{(3+\mu) Q_y}{4\pi r_0}$; $\sigma_2^{макс} \approx \mp \frac{N_2^{макс}}{h}$
3	Сосредоточенная снла Q_z в раднальном направлении	$M_1 \approx M_2 \approx -\frac{1+\mu}{4\pi} Q_z \ln \rho$; $\sigma_1 \approx \sigma_2 \approx \frac{6M_i}{h^2}$
4		$M_1 \approx -\frac{M_x \varphi}{4\pi r \rho^2}\left[2(1-\mu)\frac{\xi^2}{\rho^2} - 1 - \mu\right]$; $M_2 \approx \frac{M_x \varphi}{4\pi r \rho^2}\left[2(1-\mu)\frac{\xi^2}{\rho^3} + 1 + \mu\right]$.

№ п/п	Схема загружения	Усилия, перемещения, напряжения
4	Сосредоточенный момент M_x в окружном направлении	При $\xi = \pm\xi_1 = \pm\rho\sqrt{\frac{3-5\mu}{6(1-\mu)}}$ и $\varphi = \pm\varphi_1 = \pm\rho\sqrt{\frac{3-\mu}{6(1-\mu)}}$ имеем $M_2^{\text{макс}} \approx \pm\frac{3-\mu}{6\pi}\cdot\frac{M_x}{r_0}\sqrt{\frac{3-\mu}{6(1-\mu)}}$; $\sigma_2^{\text{макс}} \approx \pm\frac{6M_2^{\text{макс}}}{h^2}$
5	Сосредоточенный момент M_y в меридиональном направлении	$M_1 \approx -\frac{M_y\xi}{4\pi r\rho^2}\left[2(1-\mu)\frac{\varphi^2}{\rho^2}+1+\mu\right]$; $M_2 \approx \frac{M_y\xi}{4\pi r\rho^2}\left[2(1-\mu)\frac{\varphi^2}{\rho^2}-1-\mu\right]$. При $\xi = \xi_2 = \pm\rho\sqrt{\frac{3-\mu}{6(1-\mu)}}$ и $\varphi = \varphi_2 = \pm\rho\sqrt{\frac{3-5\mu}{6(1-\mu)}}$ будем иметь $M_1^{\text{макс}} \approx \pm\frac{3-\mu}{6\pi}\cdot\frac{M_y}{r_0}\sqrt{\frac{3-\mu}{6(1-\mu)}}$ и $\sigma_1^{\text{макс}} \approx \pm\frac{6M_1^{\text{макс}}}{R^2}$
6	Сила $Q_x = q_x a$, равномерно распределенная на отрезке образующей длиной a	Опасными зонами являются окрестности точек c_1 и c_2 с напряжениями, определяемыми усилиями N_1 и N_2: $N_1 \approx \pm\frac{3+\mu}{4\pi a}Q_x\ln\frac{r}{r_0}$; $N_2 \approx \mp\frac{1-\mu}{4\pi a}\times Q_x\ln\frac{r}{r_0}$; $\sigma_1 = \frac{N_1}{h}$. В реальных условиях, когда Q_x распределена по узкой площадке ab, причем $b \ll a$, в формулах для N_1 и N_2 величину r_0 следует заменить на $b/2$.
7	Сила $Q_y = q_y a$ в окружном направлении, равномерно распределенная на отрезке образующей длиной a	Напряженное состояние практически определится усилиями S_1 и S_2. Наиболее опасными зонами будут окрестности точек c_1 и c_2: $S_1 \approx S_2 \approx \pm\frac{1-\mu}{4\pi a}Q_y\ln\frac{r}{r_0}$; $\tau \approx \pm\frac{S_i}{h}$. Величину r_0 следует заменить на $b/2$ (как в предыдущем случае)
8	Радиальная сила $Q_z = q_z a$, равномерно распределенная по отрезку образующей длиной a	Усилия $T_1 \approx \pm\frac{Q_z}{2\pi a}\ln\frac{r}{r_0}$ и соответствующие им напряжения $\tau \approx \pm\frac{T_1}{h}$ при полоске с реальной шириной $b \ll a$ и особенно при $b > h$ и достаточно малом a могут оказаться не решающими и менее опасными, чем изгибные напряжения. В этом случае приходится решать краевую задачу. При достаточно малом a задача приближается к приведенной в графе 3. Обозначив действительное опасное изгибное напряжение через $\|\sigma\|$ (по модулю), можно для приближенной оценки воспользоваться формулой $\frac{3(1+\mu)}{2\pi h^2}Q_z\ln\frac{2r}{a} < \|\sigma\| < \frac{3(1+\mu)}{2\pi h^2}Q_z\ln\frac{2r}{b}$

№ п/п	Схема загружения	Усилия, перемещения, напряжения
9	Момент в окружном направлении $M_x = m_x a$, равномерно распределенный по отрезку длиной a	Наиболее опасными зонами являются малые окрестности точек c_1 и c_2, где напряженное состояние практически определяется лишь крутящими моментами $M_1^{кр}$ и $M_2^{кр}$: $M_1^{кр} \approx M_2^{кр} \approx \pm \frac{1-\mu}{4\pi a} \times M_x \ln \frac{r}{r_0}$. В реальных случаях при ширине полоски распределения момента, равной b, вместо r_0 следует подставлять $b/2$. Касательные напряжения $\tau = \frac{6M_i^{кр}}{h^2}$
10	Момент в меридиональном направлении $M_y = m_y a$, равномерно распределенный по отрезку длиной a	Наиболее опасные зоны — окрестности точек c_1 и c_2, где напряженное состояние практически определяется изгибающими моментами M_1 и M_2: $M_1 \approx M_2 \approx \pm \frac{1+\mu}{4\pi a} M_y \ln \frac{r}{r_0}$. В реальных случаях при ширине меридиональной полоски, равной b, в приведенное выражение следует подставлять вместо r_0 величину $b/2$. Напряжения $\sigma_1 \approx \sigma_2 \approx \pm \frac{6M_i}{h^2}$
11	Момент M_y, образованный радиальными силами, распределенными на участке длиной a по линейному закону	Подобно случаю 8 нельзя выделить наиболее опасное напряжение, не прибегая к решению краевой задачи. Можно лишь указать, что при достаточно малом a и ширине полоски b порядка толщины оболочки $h<b<10h$ наибольшим напряжением будет напряжение изгиба σ_1 вблизи фактически нагруженной полосы, так же как в случае 5. Обозначив действительные напряжения по модулю $\lvert\sigma_1\rvert$ для оценки напряженного состояния можно рекомендовать формулу $$\frac{3-\mu}{\pi} \cdot \frac{M_y}{ah^2} \sqrt{\frac{3-\mu}{6(1-\mu)}} < \lvert\sigma_1\rvert < \frac{3-\mu}{\pi} \cdot \frac{M_y}{bh^2} \sqrt{\frac{3-\mu}{6(1-\mu)}}$$
12	Сила $Q_x = q_x b$ равномерно распределена по отрезку направляющей окружности 	В малых окрестностях точек c_1 и c_2 напряженное состояние определяется касательными усилиями S_i: $$S_1 \approx S_2 \approx \pm \frac{1-\mu}{4\pi b} Q_x \ln \frac{r}{r_0}.$$ В реальных случаях имеется распределение сил по полоске малой ширины a и вместо r_0 следует подставлять $a/2$. Касательные напряжения $\tau = \frac{S_i}{h}$.
13	Сила $Q_y = q_y b$ равномерно распределена по отрезку направляющей окружности 	Опасные зоны — окрестности точек n_1 и n_2, где напряжения определяются усилиями N_1 и N_2: $$N_1 \approx \mp \frac{1-\mu}{4\pi b} Q_y \ln \frac{r}{r_0};\ N_2 \approx \pm \frac{3+\mu}{4\pi b} Q_y \ln \frac{r}{r_0}.$$ В реальных случаях нужно вместо r_0 подставлять $a/2$, где a — малая ширина полоски направляющей окружности $\sigma_i = \frac{N_i}{h}$

№ п/п	Схема загружения	Усилия, перемещения, напряжения
14	Радиальная сила $Q_z = q_z b$ равномерно распределена по отрезку направляющей окружности	Для полной характеристики напряженного состояния нужно решать краевую задачу. Однако при достаточно малых значениях b и a порядка толщины h (см. графы 8 и 11) можно ориентировочно судить о значениях наиболее опасных изгибных напряжений, взятых по модулю $\|\sigma\| \approx \sigma_1 \approx \sigma_2$ из формулы $$\frac{3(1+\mu)}{2\pi h^2} Q_z \ln\frac{2r}{b} < \|\sigma\| < \frac{3(1+\mu)}{2\pi h^2} Q_z \ln\frac{2r}{a}$$ (формула соответствует случаю 3)
15	Момент в кольцевом направлении $M_x = m_x b$ равномерно распределен по отрезку кольцевой окружности	Наиболее опасные зоны — малые окрестности точек n_1 и n_2. Напряженное состояние определяется моментами M_1 и M_2: $$M_1 \approx M_2 \approx \mp \frac{1+\mu}{4\pi b} M_x \ln\frac{r}{r_0}.$$ В реальных случаях при некоторой малой, но заданной ширине полоски a вместо r_0 следует подставлять $a/2$: $\sigma_1 \approx \sigma_2 \approx \pm \frac{6M_i}{h^2}$ (M_i соответственно M_1 или M_2)
16	Момент M_x образован радиальными силами, распределенными по участку направляющей окружности длиной b по линейному закону	Подобно случаям 11 и 8 без решения краевой задачи можно лишь утверждать, что при достаточно малом b и a (порядка толщины оболочки) опасными напряжениями будут напряжения изгиба σ_2. Причем в соответствии со случаем 4 о значении наибольших напряжений по модулю $\|\sigma_2\|$ можно судить из выражения $$\frac{3-\mu}{\pi} \cdot \frac{2M_x}{bh^2} \sqrt{\frac{3-\mu}{6(1-\mu)}} < \|\sigma_2\| <$$ $$< \frac{3-\mu}{\pi} \cdot \frac{2M_x}{ah^2} \sqrt{\frac{3-\mu}{6(1-\mu)}}$$
17	Момент $M_y = m_y b$ (в меридиональном направлении) равномерно распределен по отрезку направляющей окружности длиной b	Наиболее опасные зоны — малые окрестности точек n_1 и n_2, где напряжения практически определяются крутящими моментами $M_1^к$ и $M_2^к$; $M_1^к \approx$ $$\approx M_2^к \approx \pm \frac{1-\mu}{4\pi b} M_y \ln\frac{r}{r_0}.$$ В реальных случаях при распределении m_y в меридиональном направлении по некоторой малой ширине a вместо r_0 следует подставлять $a/2$. Касательное напряжение $\tau = \frac{6M_i^к}{h^2}$ (где индекс i соответственно 1 или 2)
18	Сосредоточенная сила P на конце консольной цилиндрической оболочки	$$M_2 \approx -\frac{2(1+\mu)Q_z}{\pi(3+\mu)} \ln\rho; \quad \sigma_2 = \frac{6M_2}{h^2}$$ (порядок ρ тот же, что и h/r)
19	Сосредоточенный меридиональный момент M_y на конце консоли	$$M_1 \approx \frac{M_y \xi}{\pi R \rho^2}; \quad M_2 \approx -\frac{M_y(1-\mu)\xi}{\pi R(3+\mu)\rho^2};$$ $$\sigma_i = \frac{6M_i}{h^2}$$

Таблица 19.13

№ п. п.	Схема	Перемещения, усилия, напряжения
1	Произвольная осесимметричная оболочка с равномерной радиальной нагрузкой H по краю	Перемещения у края: $\Delta r = \frac{H}{2D}\sin^2\beta\left(S^3 - \frac{\mu S^4}{2\rho_2}\operatorname{ctg}\beta\right)$; $\varphi = \frac{HS^2}{2D}\cos\beta$. Усилия на единицу длины: $M_1^x = \frac{r}{\rho_2} SHe^{-\frac{x}{S}}\sin\frac{x}{S}$; $M_1^{x=0} = 0$; $M_1^{макс} = 0,322\frac{r}{\rho_2}SH$ (при $x = \frac{\pi S}{4}$); $M_2^x = \mu M_1^x$; $N_1^x = \frac{r}{\rho_2}He^{-\frac{x}{S}}\sqrt{2}\operatorname{ctg}\beta\cos\left(\frac{x}{S}+\frac{\pi}{4}\right)$; $N_1^{x=0} = H\cos\beta$; $N_2^x = \frac{r^2}{\rho_2}\cdot\frac{2H}{S}e^{-\frac{x}{S}}\cos\frac{x}{S}\cdot\frac{1}{\sin\beta}$; $N_2^{макс} = \frac{r^2}{\rho_2}\cdot\frac{2H}{S}\cdot\frac{1}{\sin\beta}$ (при $x = 0$); $Q^x = \left(\frac{r}{\rho_2}\right)^{\frac{3}{2}} e^{-\frac{x}{S}} H\left(\cos\frac{x}{S} - \sin\frac{x}{S}\right)$. $S = 0,78\sqrt{\rho_2 h}$ (когда $\mu = 0,3$); D — цилиндрическая жесткость
2	Оболочка, как в предыдущем случае, с равномерно распределенным моментом M_1 по краю	Перемещения у края $\Delta r = \frac{M_1 S^2}{2D}\sin\beta$; $\varphi = \frac{M_1 S}{D}$. Усилия на единицу длины: $M_1^x = M_1 e^{-\frac{x}{S}}\sqrt{2}\cos\left(\frac{x}{S} - \frac{\pi}{4}\right)$; $M_1^{x=0} = M_1 =$ макс; $M_2^x = \mu M_1 e^{-\frac{x}{S}}\sqrt{2}\cos\times$ $\times\left(\frac{x}{S} - \frac{\pi}{4}\right)$; $M_2^{x=0} = \mu M_1$; $N_1^x = \frac{2M_1 e^{-\frac{x}{S}}\operatorname{tg}\beta}{S}\sin\frac{x}{S}$; $N_1^{x=0} = 0$; $N_2^x = \frac{2M_1 e^{-\frac{x}{S}}\sqrt{2}\,\rho_2\sin\left(\frac{x}{S} - \frac{\pi}{4}\right)}{S^2}$; $N_2^{x=0} = \frac{2M_1\rho_2}{S^2}$.

№п. п.	Схема	Перемещения, уснлня, напряження
3	Цилиндрнческая оболочка с равномерной раднальной нагрузкой H по краю	Перемещеиия $\Delta r^x = \frac{HS_\text{ц}^3}{2D} e^{-\frac{x}{S_\text{ц}}} \cos\frac{x}{S_\text{ц}}$; $\Delta r^{x=0} = \frac{HS_\text{ц}^3}{2D} =$ макс; $\varphi^{x=0} = \frac{HS_\text{ц}^2}{2D} =$ макс. Усилия иа единицу длины $M_1^x = S_\text{ц} He^{-\frac{x}{S_\text{ц}}} \sin\frac{x}{S_\text{ц}}$; $M_1^\text{макс} = 0{,}322\, HS_\text{ц}\left(\text{при } x = \frac{\pi S_\text{ц}}{4}\right)$; $M_2^x = \mu M_1^x$; $Q_x = He^{-\frac{x}{S_\text{ц}}}\left(\cos\frac{x}{S_\text{ц}} - \sin\frac{x}{S_\text{ц}}\right)$. Напряжеиия $\sigma_1^x = \frac{6M_1^x}{h^2}$; $\sigma_2^x = \frac{E\Delta r^x}{r} + \mu\sigma_1^x$ $S_\text{ц} = 0{,}78\sqrt{rh}$ (при $\mu = 0{,}3$)
4	Цилнндрическая оболочка с равномерно распределенным моментом M_1 по краю	Перемещения $\Delta r^x = -\frac{M_1 S_\text{ц}^2}{2D} e^{-\frac{x}{S_\text{ц}}}\left(\cos\frac{x}{S_\text{ц}} - \sin\frac{x}{S_\text{ц}}\right)$; $\Delta r^{x=0} = \frac{M_1 S_\text{ц}^2}{2D}$; $\varphi^{x=0} = \frac{M_1 S_\text{ц}}{D}$. Усилия на единицу длины $M_1^x = M_1 e^{-\frac{x}{S_\text{ц}}}\left(\cos\frac{x}{S_\text{ц}} + \sin\frac{x}{S_\text{ц}}\right)$; $M_1^{x=0} = M_1 =$ макс; $M_2^x = \mu M_1^x$. Напряжения $\sigma_1^x = \frac{6M_1^x}{h^2}$; $\sigma_2^x = \frac{E\Delta r^x}{r} + \mu\sigma_1^x$
5	Цилиндрическая оболочка с равномерной нагрузкой q по кольцу, удаленному от края более чем на 3 $S_\text{ц}$	Раднальное перемещение $\Delta r^{x=0} = -\frac{qr^2}{2EhS_\text{ц}}$. Изгибающие моменты (усилия) на единицу длины $M_1^x = \frac{qS_\text{ц}}{4}\left[e^{-\frac{x}{S_\text{ц}}}\left(\cos\frac{x}{S_\text{ц}} + \sin\frac{x}{S_\text{ц}}\right)\right] - \frac{q}{2}\left(S_\text{ц} e^{-\frac{x}{S_\text{ц}}} \sin\frac{x}{S_\text{ц}}\right)$; $M_1^{x=0} = \frac{qS_\text{ц}}{4} =$ макс; $M_2^x = \mu M_1^x$; $M_2^\text{макс} = \mu M_1^{x=0}$. Напряжения $\sigma_1^x = \frac{6M_1^x}{h^2}$; $\sigma_2^x = \frac{\Delta r^x E}{r} + \mu\sigma_1^x$; $\sigma_1^\text{макс} = \pm\frac{3qS_\text{ц}}{2h^2}$ (при $x = 0$); $\sigma_2^\text{макс} = -\frac{qr}{2hS_\text{ц}} \pm \frac{\mu 3q S_\text{ц}}{2h^2}$ (при $x=0$)

К числу осесимметричных локальных воздействий на сферические оболочки относятся радиальные нагрузки, распределенные по кругу или окружности малого диаметра, а также эффект от примыканий патрубков, от влияния вмятин или выпучин круговой формы при внутреннем давлении и т. п.

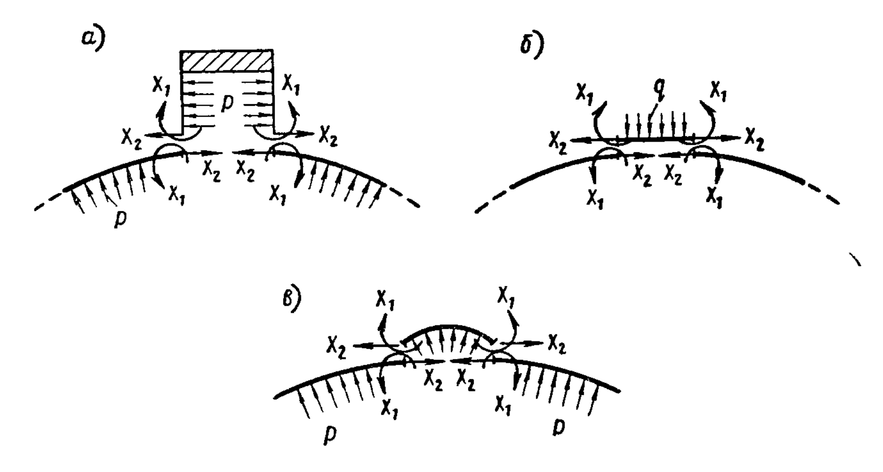


Рис. 19.27. Примеры осесимметричных локальных воздействий на сферические оболочкн (основные системы)

а — прнмыкание патрубка к оболочке под давлением *p*; *б* — равиомерная нагрузка *q* по небольшой круговой площадке; *в* — выпучнна в сфере под давленнем *p*

Указанный круг задач легко решается прикладными методами, описанными в начале главы. Заданная система превращается в основную в результате разреза коническим сечением и приложения в сечении неизвестных усилий X_1 и X_2. Последние находятся в результате составления и решения канонических уравнений метода сил. Перемещения δ и Δ, входящие в уравнения, определяются, как обычно, с помощью табл. 19.1—19.10.

На рис. 19.27 показаны примеры задач, решаемых указанным способом.

Глава 20

РАСЧЕТ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ И ПРИКЛАДНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА

Предпосылки и обозначения

Рассматриваются случаи статических температурных воздействий. Изменение температуры предполагается в пределах сохранения модуля упругости материала, причем напряжения находятся в пределах пропорциональности и справедлив закон Гука.

Эпюры изменения температуры приведены на рис. 20.1, где t_0 — температура условного нуля, начальная температура или температура при монтаже; от температуры t_0 ведется отсчет изменений температуры, а также определение температурных напряжений и деформаций; $t_{макс}$ и $t_{мин}$ — наибольшая и наименьшая (с учетом знака) крайние

ординаты заданной эпюры изменения температуры. Знаки приняты применительно к положительному изменению температуры (нагреву).

В случае обратного по знаку изменения температуры (охлаждения) знаки соответствующих ординат следует изменить на обратные.

Средняя температура оболочки, пластинки или кольца

$$t_i = \frac{t_{\text{макс}} + t_{\text{мин}}}{2}. \qquad (20.1)$$

Значения крайних ординат $\pm t$ условной дополнительной эпюры изменения температуры при отсчете ее от t_i (т. е. при $t_i = t_0$) следующие:

$$t = \frac{t_{\text{макс}},\ t_{\text{мин}}}{2}. \qquad (20.2)$$

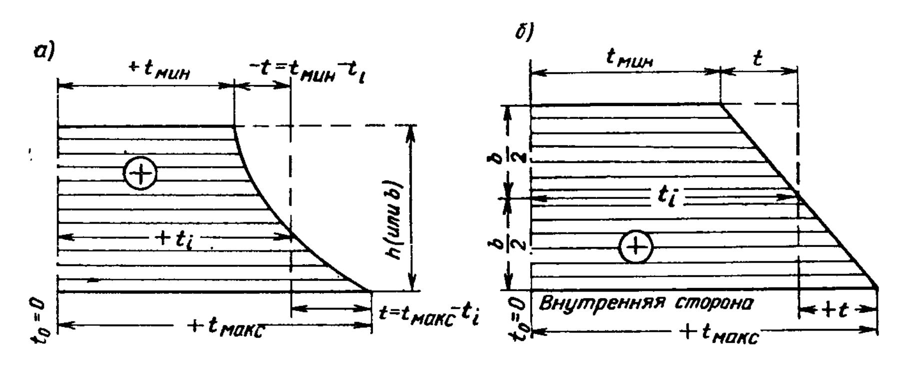


Рис. 20.1. Эпюры изменения температуры

а — по произвольному закону; *б* — по линейному закону

Эпюра t_i в сумме с эпюрой t дает заданную эпюру изменения температуры.

Основные зависимости

С изменением температуры тела (в частности, стальных листовых конструкций) и отсутствии внешних или внутренних стеснений (связей) происходит его деформирование.

Обобщенное температурное приращение

$$\Delta l = \alpha l \Delta t, \qquad (20.3)$$

где α — коэффициент температурной деформации (для стали $\alpha = 0{,}000012$);

l — обобщенный размер тела;

Δt — обобщенное приращение температуры.

Относительная деформация

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \alpha \Delta t. \qquad (20.4)$$

При свободном нарастании температурных деформаций термических напряжений в конструкциях не возникает.

При стеснении деформаций внутренними или внешними связями возникают напряжения, пропорциональные в пределах рассматриваемых задач величине стесненных деформаций. Напряжения и деформации связаны законом Гука. При этом справедливы приводимые ниже равенства, известные из курсов теории упругости.

При линейном напряженном состоянии

$$\sigma = \varepsilon E = \pm \alpha \Delta t E. \qquad (20.5)$$

При плоском напряженном состоянии оболочек вращения, подставив в выражения напряжений через деформации

$$\sigma_1 = \frac{E}{(1-\mu^2)}(\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2) \text{ и } \sigma_2 = \frac{E}{(1-\mu^2)}(\varepsilon_2 + \mu\varepsilon_1) \tag{20.6}$$

значения $\pm\varepsilon_1 = \pm\varepsilon_2 = \varepsilon$ из выражения (20.4) получим

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \pm\frac{E\alpha\Delta t}{(1-\mu)}. \tag{20.7}$$

Выражение (20.7) справедливо также для температурных напряжений $\sigma_r = \sigma_\theta$ круглых и напряжений $\sigma_x = \sigma_y$ прямоугольных пластинок.

Линейная зависимость между изменениями температуры, деформациями и напряжениями дает основание в дальнейшем для упрощения выводов и расчетов пользоваться сложением и разложением эпюр изменения температуры, а также составляющих деформаций и напряжений, соответствующих этим эпюрам.

Отметим также, что приращению температуры при отсутствии связей соответствует удлинение, а при наличии связей — напряжение сжатия и, наоборот, понижению температуры соответствует при отсутствии связей укорочение, а при наличии связей — растяжение. Схематически эта закономерность может быть записана выражением

$$\left.\begin{aligned} +\Delta t &\to +\Delta l \to -\sigma; \\ -\Delta t &\to -\Delta l \to +\sigma. \end{aligned}\right\} \tag{20.8}$$

Прикладные методы расчета

В практических расчетах, используя закон независимости действия сил, рационально заданную эпюру изменения температуры (рис. 20.1) расчленить на две составляющие — равномерную t_i и знакопеременную $\pm t$ — и рассмотреть эффект от каждой из составляющих эпюр раздельно. При этом наряду с только что приведенными основными зависимостями, характерными для температурной задачи, можно широко использовать общие методы строительной механики в применении к оболочкам и пластинкам, как это подробно описано в § 1 и 3 главы 19 (с использованием для расчета табл. 19.1—19,10 единичных перемещений δ_{ik} и перемещений от температурных воздействий Δ_{it}). Применение указанных методов для температурных задач приводится ниже.

§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ИЗ ОДНОРОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Напряжения и деформации от изменения температуры по толщине оболочек с круговыми поперечными сечениями

Рассмотрим воздействие на оболочку температуры, изменяющейся линейно по эпюре рис. 20.1, *б*.

Заданную эпюру изменения температуры расчленяем на две составляющие эпюры: t_i — равномерную, определяемую выражением (20.1), и переменную по толщине оболочки эпюру t, определяемую выражением (20.2).

Эффекты, полученные от воздействия температур по эпюрам t_i и t, как уже упоминалось, можно складывать, пользуясь законом независимости действия сил (в данном случае температурных воздействий).

Напряжения и деформации от равномерного нагрева по составляющей эпюре t_i на участках, удаленных от краев

а) Случай, когда хотя бы один край оболочки свободен.

В этом случае деформации не стеснены и напряжения $\sigma_1 = \sigma_2 = 0$. Значения перемещений и деформаций можно определить по формулам (20.3) и (20.4), подставив в них вместо Δt значение t_i и вместо l соот-

ветствующий размер оболочки (радиус, длину окружности или длину по образующей).

б) Случай, когда внешние связи не допускают приращения длин образующих, а радиус свободно удлиняется.

Величина стесненной деформации вдоль образующей

$$\varepsilon_1 = \alpha t_i. \tag{20.9}$$

Величина стесненной деформации вдоль кольца $\varepsilon_2 = 0$ (деформации нарастают свободно). Подставив эти значения ε_1 и ε_2 в выражение (20.6), получим

$$\left.\begin{aligned} \sigma_1 &= -\frac{E\alpha t_i}{(1-\mu^2)}; \\ \bar{\sigma}_2 &= -\frac{\mu E\alpha t_i}{(1-\mu^2)}. \end{aligned}\right\} \tag{20.10}$$

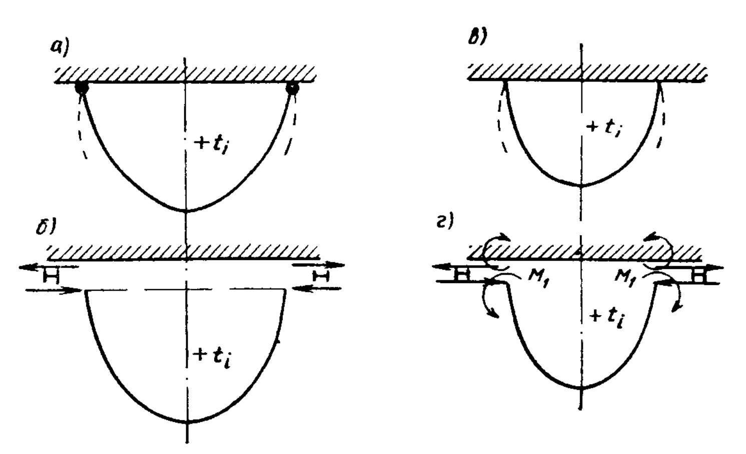


Рис. 20.2. Расчетные схемы для определения краевых усилий от среднего равномерного нагрева по эпюре $+t_2$

а — шарнирно опертая оболочка, заданная система; *б* — то же, основная система; *в* — защемленная оболочка, заданная система; *г* — то же, основная система

Удлинение образующих равно нулю; удлинение радиуса

$$\Delta r = \alpha r t_i. \tag{20.11}$$

в) Случай, когда внешние связи не допускают удлинения радиусов, а в направлении образующих связи отсутствуют.

Рассуждая аналогично предыдущему, получим $\Delta r = 0$ и удлинение образующей:

$$\Delta L = \alpha L t_i. \tag{20.12}$$

Стеснение деформаций $\varepsilon_1 = 0$; $\varepsilon_2 = -\alpha t_i$.

Напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= -\frac{\mu E\alpha t_i}{(1-\mu^2)}; \\ \sigma_2 &= -\frac{E\alpha t_i}{(1-\mu^2)}. \end{aligned} \tag{20.13}$$

г) Случай полного стеснения деформаций расширения при нагреве

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = -\alpha t_i;$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = -\frac{E\alpha t_i}{(1-\mu^2)} \tag{20.14}$$

согласно (20.6) и (20.7).

Напряжения и деформации от равномерного нагрева по составляющей эпюре t_1 у краев оболочек

а) Случай, когда край оболочки свободен.

Напряжения и деформации будут такие же, что и в случае, разобранном выше, т. е. как и на участках, удаленных от края, при аналогичных краевых условиях.

б) Случай, когда край оболочки шарнирно закреплен

Для решения задачи методом сил, описанным в § 1 и 3 главы 19, заданная система приведена на рис. 20.2, *а*, а основная система — на рис. 20.2, *б*.

в) Случай, когда край оболочки защемлен.

Для решения задачи методом сил заданная система приведена на рис. 20.2, *в*, а основная система — на рис. 20.2, *г*.

Напряжения и деформации от неравномерного нагрева по знакопеременной эпюре $\pm t$ (рис. 20.1) на участках, удаленных от краев оболочки

Деформаций в этом случае не будет, так как сама форма круговых оболочек и сопротивление смежных участков не допускают их возникновения. Эпюры напряжений $\hat{\sigma}_1$ и $\hat{\sigma}_2$ будут одинаковы и подобны эпюре t. Значения напряжений крайних волокон, согласно равенству (20.7), будут

$$\hat{\sigma}_1 = \hat{\sigma}_2 = \pm \frac{E\alpha t}{(1-\mu)}. \qquad (20.15)$$

При линейном изменении температуры (см. рис. 20.1, *б*) напряженное состояние эквивалентно случаю воздействий на каждый параллелепипед размером $1 \times 1 \times h$, вырезанный из оболочки двумя сечениями по образующим и двумя радиальными сечениями изгибающих моментов

$$M_1 = M_2 = \pm \frac{\hat{\sigma}_1 h^2}{6} = \pm \frac{\hat{\sigma}_2 h^2}{6} = \pm \frac{E\alpha t h^2}{6(1-\mu)} = \pm \frac{2\alpha t D(1+\mu)}{h}. \qquad (20.16)$$

Эти моменты (M_1 и M_2) действуют попарно во взаимно противоположных направлениях на кольцевые и меридиональные сечения.

Напряжения у свободного края круговых оболочек от неравномерного нагрева по линейной знакопеременной составляющей эпюре (рис. 20.1, б)

Для перехода от разобранного случая к рассматриваемому и удовлетворения условия у свободного края $M_1=0$ и $\hat{\sigma}_1=0$ необходимо на изгибающий момент, по выражению (20.16), наложить равный ему момент, противоположный по знаку.

Если оболочка нагревается изнутри (рис. 20.3), то на изгибающий момент $-M_1$ следует наложить у края момент $+M_1$. Тогда у края будет

$$\Sigma M_1 = -M_1 + M_1 = 0. \qquad (20.17)$$

Наложение момента $+M_1$ вызовет у края в кольцевом направлении появление дополнительного момента, равного $\mu M_1 = \mu M_2$ (так как $M_1 = M_2$), а также смещение края наружу и возникновение дополнительного кольцевого усилия $+N_2$, вызванного смещением.

а) Цилиндрическая оболочка (рис. 20.3, *а*)

Согласно табл. 19.1 смещение равно:

$$M_1 \delta^{\text{ц}}_{HM} = \frac{S^2_{\text{ц}} M_1}{2EJ^{\text{ц}}_0} = \frac{S^2_{\text{ц}} M_1}{2D}. \qquad (20.18)$$

С другой стороны, согласно закону Гука смещение составит

$$M_1 \delta^{\text{ц}}_{HM} = \frac{\bar{\sigma}_2 r}{E} = \frac{\bar{N}_2 r}{hE}. \qquad (20.19)$$

Приравняв (20.18) и (20.19), получим

$$\bar{N}_2 = \frac{S_ц^2 M_1 Eh}{2Dr} = \frac{2rM_1}{S_ц^2} = \frac{4r\alpha tD(1+\mu)}{S_ц^2 h} = \frac{Eht\alpha\sqrt{1-\mu^2}}{\sqrt{3}\,(1-\mu)}. \qquad (20.20)$$

Суммарный кольцевой момент у края

$$\Sigma M_2 = -M_2 + \mu M_2 = -M_2(1-\mu) = -\frac{2\alpha tD(1-\mu^2)}{h} = \frac{Eh^2\alpha t}{6}. \qquad (20.21)$$

Суммарные напряжения у свободного края:

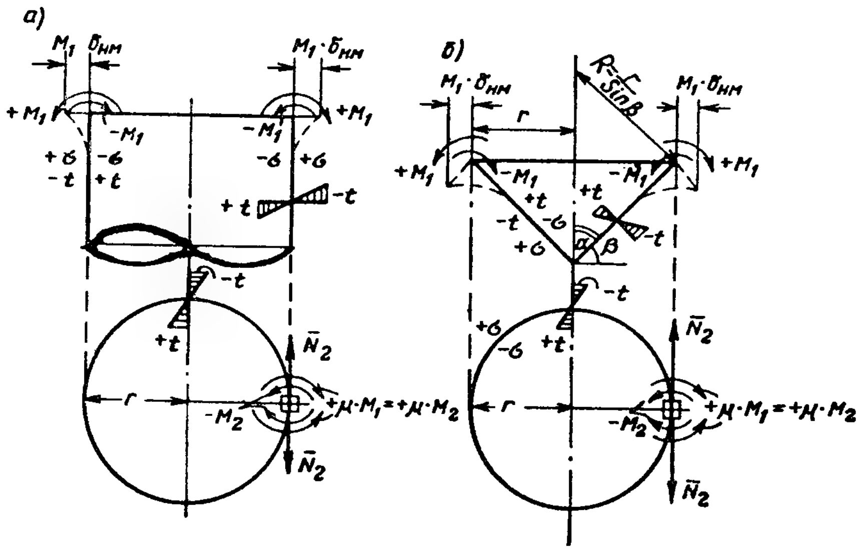


Рис. 20.3. Расчетные схемы оболочек, подверженных воздействию знакопеременной температуры $\pm t$, изменяющейся по их толщине по линейному закону

кольцевое

$$\sigma_2 = \bar{\sigma}_2 \pm \hat{\sigma}_2 = \frac{\bar{N}_2}{h} \pm \frac{6\Sigma M_2}{h^2} = \frac{Et\alpha\sqrt{1-\mu^2}}{(1-\mu)\sqrt{3}} \pm E\alpha t; \qquad (20.22)$$

меридиональное

$$\sigma_1 = 0. \qquad (20.23)$$

В равенстве (20.22) знак плюс относится к наружным волокнам; знак минус — к внутренним. При обратном направлении теплового потока знаки изменятся на обратные.

При $\mu = 0{,}3$ максимальное кольцевое напряжение у края [формула (20.22)] примерно на 25% больше напряжений, определяемых по формуле (20.15) для удаленных от края участков.

б) Круговые оболочки других очертаний

Рассуждая подобным образом, как в только что рассмотренном случае «а», можно найти суммарные напряжения у свободного края оболочек других очертаний от нагрева по эпюре $\pm t$ (рис. 20.1, *б*).

Так, например, для конической оболочки (рис. 20.3, *б*)

$$\sigma_2 = \bar{\sigma}_2 \pm \hat{\sigma}_2 = \frac{\bar{N}_2}{h} \pm \frac{6\Sigma M_2}{h^2} = \frac{Et\alpha\sqrt{1-\mu^2}}{(1-\mu)\nu_1\sqrt{3}} \pm E\alpha t; \qquad (20.24)$$

$$\sigma_1 = 0. \qquad (20.25)$$

Напряжения у шарнирно закрепленного края круговых оболочек от неравномерного нагрева по линейной знакопеременной составляющей эпюре $\pm t$ (рис. 20.1, б)

Рассуждая, как в предыдущем случае, можно заключить, что справедливы равенства (20.17) и (20.23): $\Sigma M_1=0$ и $\sigma_1=0$.

Смещение $M_1\ \delta_{HM}=0$, откуда из равенства (20.19) следует, что $\overline{N}_2=0$.

Кольцевой изгибающий момент

$$\Sigma M_2 = \frac{Eh^2\alpha t}{6} \tag{20.26}$$

(при изменении температуры по схеме рис. 20.3).

Кольцевое напряжение у края $\widehat{\sigma}_2 = \pm E\alpha t.$ (20.27)

Опорная реакция у края H определится из равенства

$$M_1\delta_{HM} + H\delta_{HH} = 0. \tag{20.28}$$

Реакции H направлены к центру при температурном потоке по рис. 20.3 и, наоборот, от центра при обратном направлении.

Напряжения в точках зоны краевого эффекта, не находящихся непосредственно у края, можно определить наложением на напряжения по формуле (20.15) напряжений от усилий H и M_2, приложенных к краю. Знаки H и M_2 следует принимать в соответствии с действительным направлением теплового потока.

Напряжения у защемленного края круговых оболочек от неравномерного нагрева по знакопеременной составляющей эпюре $\pm t$

В этом случае краевых деформаций не будет, а в отношении напряжений справедливо равенство (20.15).

Напряжения и деформации от изменения температуры по ширине колец (рис. 20.4)

По принципу независимости действия сил, применимость которого показана выше, рассмотрим отдельно эффект от составляющих эпюр:

$$t_i = \frac{t_{\text{макс}} + t_{\text{мин}}}{2} \text{ и } t = \frac{t_{\text{макс}} - t_{\text{мин}}}{2}.$$

От эпюры t_i не возникает напряжений, так как деформации нарастают свободно и определяются по формулам (20.3) и (20.4).

От эпюры $\pm t$, наоборот, деформации отсутствуют, а эпюра напряжений подобна эпюре $\pm t$. Значения напряжений при кольцевой пластинке определяются по формуле

$$\widehat{\sigma}_r = \widehat{\sigma}_\theta = \pm \frac{E\alpha t}{(1-\mu)}, \tag{20.29}$$

а при стержневом кольце

$$\widehat{\sigma} = \pm E\alpha t. \tag{20.30}$$

Напряжения и деформации от изменения температуры по толщине круглых пластинок

Расчетные схемы круглых пластинок для различных случаев их опирания приведены на рис. 20.5.

Для решения рассматриваемой задачи заданную эпюру изменения температуры (рис. 20.5, *е*) удобнее всего расчленить на следующие составляющие эпюры:

а) прямоугольную с постоянной ординатой $t_i - t$ (рис. 20.5, *ж*);

б) треугольную однозначную с максимальной ординатой $2t$ (рис. 20.5, *з*).

Значения ординат эпюр изменения температуры такие же, как на рис. 20.1, а также в равенствах (20.1) и (20.2).

Приводим результирующие расчетные положения и формулы.

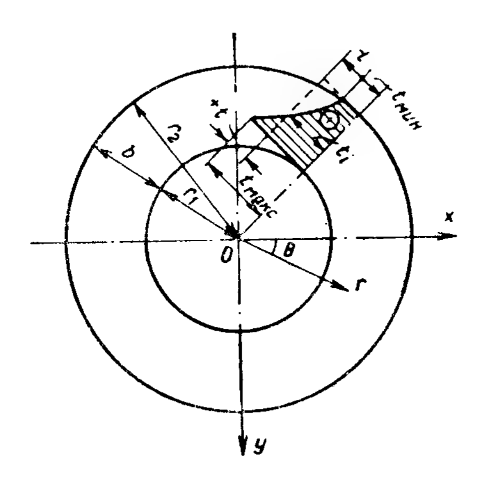


Рис. 20.4. Схема неравномерно нагретой кольцевой пластинки

Круглая пластинка свободно оперта (рис. 20.5, *а*, *г*, *д*). Напряжений в пластинке не возникает.

От температуры по эпюре $t_i - t$ будет иметь место приращение радиусов и длин окружности кольцевых сечений (рис. 20.5, *ж*):

$$\left.\begin{aligned} \Delta r = r\alpha(t_i - t);\ \ \Delta a = a\alpha(t_i - t);\\ \Delta 2\pi r = 2\pi r\alpha(t_i - t);\ \ \Delta 2\pi a = 2\pi a\alpha(t_i - t). \end{aligned}\right\} \qquad (20.31)$$

От температуры по эпюре $2t$ (рис. 20.5, *з*) пластинка изогнется по сферической поверхности (как при чистом изгибе), в данном случае выпуклостью вниз (рис. 20.5, *д*). Кривизна будет равна:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2\alpha t}{h}. \qquad (20.32)$$

Это выражение можно получить из рис. 20.5, *д*.

Эпюру $2t$ можно, в свою очередь, рассматривать состоящей из двух эпюр: прямоугольной однозначной t и знакопеременной $\pm t$ с нулевой точкой у срединной поверхности. Температура $\pm t$ вызывает разность удлинений волокон пластинки и собственно изгиб ее. Температура t вызывает удлинения, компенсирующие разность между размерами изогнутой и плоской поверхности пластинки.

Круглая пластинка оперта шарнирно неподвижно по жесткому контуру (рис. 20.5, *б*, *г*, *д*). Приращения радиусов и длин окружностей не

будет. Пластинка изогнется по сферической поверхности. Кривизна определится равенством (20.32). Напряжения

$$\bar{\sigma}_r = \bar{\sigma}_\theta = -\frac{E\alpha(t_i - t)}{(1-\mu)}. \qquad (20.33)$$

Круглая пластинка защемлена по контуру (рис. 20.5, *в*, *г*). Деформаций и перемещений в этом случае не возникает. В соответствии с равенством (20.7) напряжения будут:

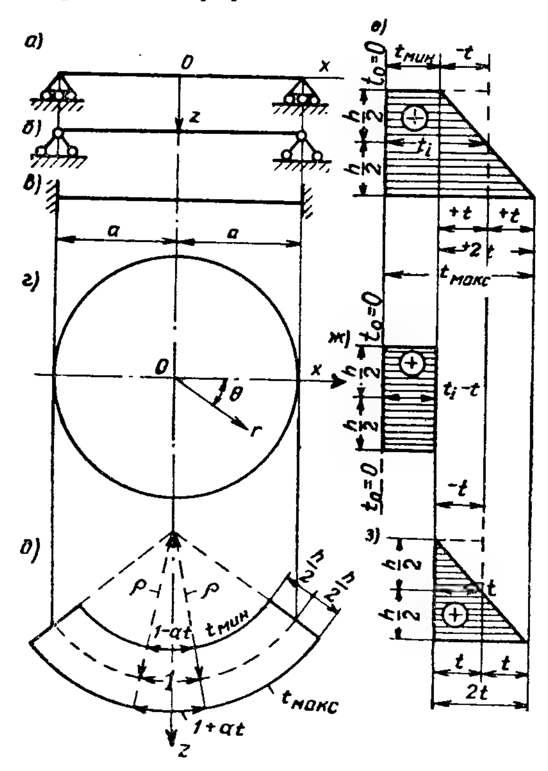


Рис. 20.5. Расчетная схема круглой пластинки

для верхних волокон

$$\sigma_r = \sigma_\theta = -\frac{E\alpha t_{мин}}{(1-\mu)};$$

для нижних волокон

$$\sigma_r = \sigma_\theta = -\frac{E\alpha t_{макс}}{(1-\mu)}. \qquad (20.34)$$

Напряжения и деформации от изменения температуры по толщине прямоугольных пластинок

Оси координат и некоторые обозначения приведены на рис. 20.6. Изменение температуры принято по рис. 20.5, *е*, *ж*, *з*.

Как и в только что разобранном случае для круглой пластинки, приводим лишь конечные расчетные формулы и положения, которые не распространяются на зоны около углов пластинок, где возникают местные повышенные напряжения.

Прямоугольная пластинка свободно оперта. Как и в круглой пластинке, напряжений в этом случае не возникает.

Пластинка изогнется по сферической поверхности с отделением углов от опорного контура. Для выражения кривизны справедливо равенство (20.32). Удлинения сторон пластинки

$$\Delta a = \alpha a (t_i - t); \quad \Delta b = \alpha b (t_i - t). \qquad (20.35)$$

Прямоугольная пластинка защемлена по контуру. Перемещений и деформаций не будет. Для напряжений справедливы равенства (20.34) с заменой индексов r и θ соответственно на x и y.

Пластинка шарнирно оперта по контуру; опоры допускают перемещения в плоскости пластинки, но не допускают отделения краев от опор. В пролете деформации не стеснены и напряжения равны нулю.

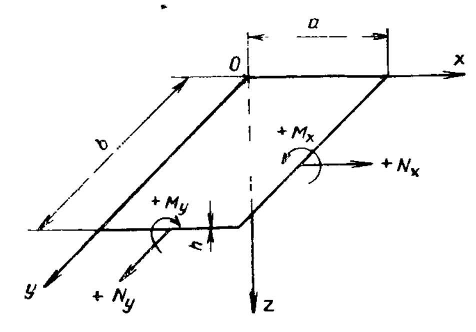


Рис. 20.6. Прямоугольная пластинка с осями координат и некоторыми обозначениями

Для приращения сторон справедливо равенство (20.35); для кривизны в пролете и на опорах в направлениях, перпендикулярных краям (в отдалении от углов), справедливо равенство (20.32).

Напряжения на опорах $y=0$ и $y=b$

$$\hat{\sigma}_x = \pm \alpha E t; \quad \hat{\sigma}_y = 0.$$

Напряжения на опорах $x=0$ и $x=a$

$$\hat{\sigma}_y = \pm \alpha E t; \quad \hat{\sigma}_x = 0. \qquad (20.36)$$

Пластинка шарнирно неподвижно оперта по жесткому контуру. Приращения сторон пластинки отсутствуют. Значения кривизны останутся такие же, как и в предыдущем случае.

Напряжения в пролете

$$\bar{\sigma}_x = \bar{\sigma}_y = -\frac{E\alpha (t_i - t)}{(1-\mu)} \qquad (20.37)$$

согласно равенству (20.33).

Напряжения на опорах $y=0$ и $y=b$

$$\sigma_x = \bar{\sigma}_x \pm \hat{\sigma}_x = -\frac{E\alpha (t_i - t)}{(1-\mu)} \pm \alpha E t;$$

$$\sigma_y = \bar{\sigma}_y = -\frac{E\alpha (t_i - t)}{(1-\mu)}. \qquad (20.38)$$

Напряжения на опорах $x=0$ и $x=a$

$$\sigma_x = \bar{\sigma}_x = -\frac{E\alpha (t_i - t)}{(1-\mu)};$$

$$\sigma_y = \bar{\sigma}_y \pm \hat{\sigma}_y = -\frac{E\alpha (t_i - t)}{(1-\mu)} \pm \alpha E t. \qquad (20.39)$$

Напряжения и деформации в местах сопряжений круговых оболочек и колец при неодинаковом изменении средних температур у сопряженных элементов

Разнообразные задачи подобного рода можно решать методом сил или перемещений (деформаций). Ход решения остается таким же, как и в задачах о краевом эффекте от силовых воздействий, разработанных

в главе 19. Коэффициенты канонических уравнений δ_{in} и Δ_{it} можно определять по табл. 19.1—19.10.

После решения канонических уравнений и нахождения неизвестных усилий напряжения и деформации могут быть определены по формулам § 3 главы 19. Рассмотрим примеры.

Пример 1. Напряжения и деформации цилиндрической оболочки и кольца при неодинаковом изменении у них средней температуры

Расчетная схема приведена на рис. 20.7. Принято, что приращение температур положительно и $t_1 > t_2$.

Задача решается аналогично приведенной на рис. 19.18 с заменой перемещений Δ от нагрузки соответствующими перемещениями от изменения температуры.

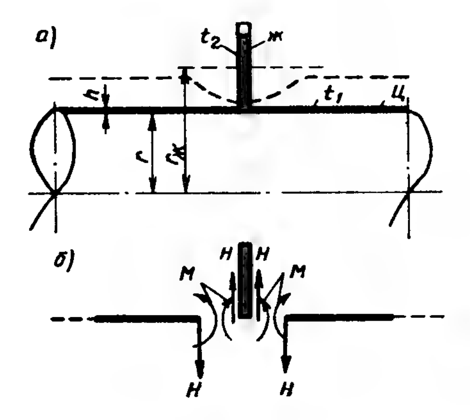


Рис. 20.7. Расчетная схема при неравномерном нагреве оболочки и кольца

а — заданная система; *б* — основная система

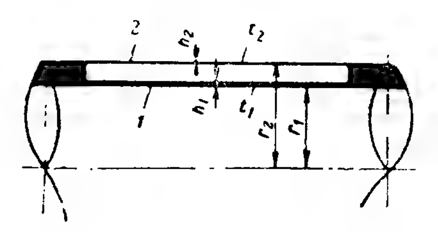


Рис. 20.8. Расчетная схема двух неодинаково нагретых концентрических цилиндрических оболочек

Пример 2. Распределение температурных напряжений между двумя жесткосоединенными по концам концентрическими цилиндрическими оболочками при неодинаковом приращении средних температур

Расчетная схема приведена на рис. 20.8; $\Delta t = t_1 - t_2$.

Меридиональные напряжения оболочек:

$$\sigma_1^{(1)} + \sigma_1^{(2)} = \frac{\Delta t \alpha E}{(1-\mu^2)}; \tag{20.40}$$

$$\sigma_1^{(1)} h_1 = \sigma_1^{(2)} h_2. \tag{20.41}$$

Из уравнений (20.40) и (20.41) можно получить:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_1^{(1)} &= \frac{\Delta t \alpha E h_2}{(1-\mu^2)(h_1+h_2)}; \\ \sigma_1^{(2)} &= \frac{\Delta t \alpha E h_1}{(1-\mu^2)(h_1+h_2)}. \end{aligned}\right\} \tag{20.42}$$

Кольцевые напряжения:

$$\sigma_2^{(1)} = \mu\sigma_1^{(1)};\ \sigma_2^{(2)} = \mu\sigma_1^{(2)}. \tag{20.43}$$

При $t_1 > t_2$ оболочка *1* сжата, а оболочка *2* растянута. При $t_1 < t_2$ оболочка *2* сжата, а оболочка *1* растянута.

Об эффекте от воздействия на оболочки с круговыми сечениями изменения температуры по длине образующих

Исследования данного вопроса описанными выше методами строительной механики показывают, что при отсутствии стеснения внешними связями перемещений в сечениях, в которых кривая изменения температуры проходит плавно, без разрывов (скачков и переломов), температурные напряжения не возникают.

Напряжения и деформации в местах скачков и переломов эпюры изменения температуры вдоль образующих могут быть определены методом сил или перемещений (деформаций) с использованием приемов, описанных выше. Кольцевые сечения для превращения оболочки в основную систему следует делать в местах разрывов и переломов кривой изменения температуры.

Глава 21
КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ И ХРУПКОЕ РАЗРУШЕНИЕ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

§ 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Во многих листовых металлических конструкциях как при эксплуатации, так и до нее возникают двухосные, а в некоторых их элементах (например, в лазах, штуцерах, зонах усиления ребрами жесткости и др.) трехосные напряжения.

Большинство листовых конструкций изготавливается на заводе металлоконструкций в виде отдельных укрупненных габаритных элементов, которые соединяются между собой на монтаже. Дефекты изготовления и монтажа также создают неопределенный характер дополнительных полей напряжений, не говоря уже о том, что в самом прокате имеются начальные напряжения, зависящие в первую очередь от температурного режима при прокатке.

Несмотря на небольшое число аварий листовых конструкций в результате хрупких разрушений, ко многим их видам, применяемым в ряде ответственных производств, должны предъявляться особые требования, обеспечивающие их надежную работу.

В некоторых случаях изменение режима работы сооружения приводит к тому, что апробированные многолетней практикой эксплуатации конструктивные решения, предназначенные для другого вида нагрузок, должны быть подвергнуты дополнительному анализу. Так, например, в ресиверах, выполненных по типу газгольдеров постоянного объема, безупречно работавших в течение 20 лет, появляются трещины усталостного характера, в результате 40 000—100 000 циклов загружения, связанные с быстрым изменением в них давления. Наблюдавшиеся случаи разрушения воздухонагревателей и других листовых конструкций также, несомненно, были связаны с возникновением и развитием трещин в зоне концентрации напряжений, особенно в случае взрыва.

Целесообразно рассмотреть следующие основные специфические и общие факторы, влияющие на возможность возникновения хрупкости в листовых конструкциях: многоосное напряженное состояние; концентрация напряжений; качество металла; влияние переменных и знакопеременных напряжений и влияние дефектов изготовления. Необходимо наметить также меры борьбы с начальными напряжениями.

§ 2. ВЛИЯНИЕ МНОГООСНОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ НА ХРУПКОЕ РАЗРУШЕНИЕ

В этом случае используется взаимозависимость между главными напряжениями, установленная по IV теории прочности:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\right]} = \sigma_{\text{т}}. \qquad (21.1)$$

После преобразования можно произвести запись в следующей форме

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_т}{\sigma_1} = 0{,}707\sqrt{(1-\eta_2)^2 + (\eta_2-\eta_3)^2 + (\eta_3-1)^2},$$

где

$$\eta_2 = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}; \quad \eta_3 = \frac{\sigma_3}{\sigma_1}.$$

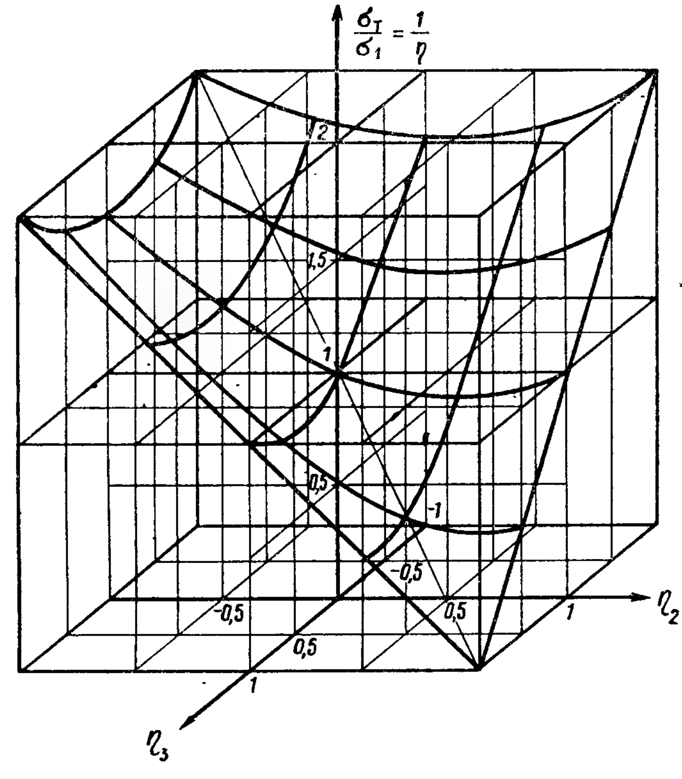


Рис. 21.1. Значение коэффициента η в зависимости от η_2 и η_3

Значения η могут быть вычислены в зависимости от безразмерных коэффициентов η_2 и η_3 (рис. 21.1 и табл. 21.1).

Таблица 21.1

η_2	η_3	$\frac{1}{\eta}$	η	η_2	η_3	$\frac{1}{\eta}$	η
—1	—1	2	0,5	0,5	—1	1,8	0,83
	—0,5	1,8	0,83		—0,5	1,32	0,76
	0	1,73	0,576		0	0,86	1,15
	0,5	1,8	0,83		0,5	0,5	2
	1	2	0,5		1	0,5	2
—0,5	—1	1,8	0,83	1	—1	2	0,5
	—0,5	1,5	0,67		—0,5	1,5	0,67
	0	1,32	0,76		0	1	1
	0,5	1,32	0,76		0,5	0,5	2
	1	1,5	0,67		1	0	
0	—1	1,73	0,576				
	—0,5	1,32	0,76				
	0	1	1				
	0,5	0,86	1,15				
	1	1	1				

Значение σ_1, эквивалентное пределу текучести для одноосного напряженного состояния и равное

$$\sigma_1 = \eta\sigma_т, \tag{21.2}$$

изменяется в пределах от ∞ при равномерном трехосном напряженном состоянии одного знака до $0{,}5\sigma_т$ при $\sigma_2=\sigma_3= -\sigma_1$. Возникновение хрупкого разрушения и разрушение конструкций может происходить при значениях $\eta=\infty$ без внешнего сигнала, характеризующегося обычно возникновением пластических деформаций.

При прочих соотношениях между η_2 и η_3 следует использовать данные табл. 21.1, имея в виду, что чем больше (по сравнению с единицей) значение коэффициента η, тем более вероятно хрупкое разрушение.

При значениях коэффициента η, меньшем единицы, следует ожидать более раннего появления текучести по сравнению с возникающим при одноосном напряженном состоянии, что также должно быть учтено при расчетах на прочность.

В случае двухосного напряженного состояния η_2 или η_3 равны нулю и

$$\beta = \frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_т}{\sigma_1} = 0{,}707\sqrt{(1-\eta_{2,3})^2+\eta_{2,3}^2+1} = \sqrt{1-\eta_{2,3}+\eta_{2,3}^2};$$

значения коэффициента η могут быть приняты по табл. 21.1 или рис. 21.1.

При двухосном и трехосном напряженном состоянии в листовых конструкциях один или два компонента напряжений могут изменять как свою величину по толщине листа (нормали к поверхности), так и знак. Третий компонент нормальных напряжений может иметь существенное значение лишь в ограниченном числе случаев и обычно также изменяет свою величину и равен нулю на открытой части поверхности, если к ней не приложены внешние силы.

Распределение скалывающих напряжений зависит от внешних воздействий и должно удовлетворять условиям статики для элемента, выделенного из листовых конструкций.

В действительных условиях возникает сложный процесс перегруппировки напряжений и IV теория прочности может дать лишь предварительную оценку состояния. Выявление действительной работы должно основываться на результатах многократных испытаний соответствующих узлов листовых конструкций, выполненных и испытанных в натурных условиях.

В тех случаях, когда нельзя провести специальных экспериментальных исследований, решать вопросы о возможности хрупкого разрушения при значениях коэффициента $\eta>1$ можно исходя из следующих соображений:

1. Повышение значения коэффициента β не будет иметь практического значения для случая, когда расчет ведется сообразуясь со значением разрушающего напряжения (R), причем $\sigma_р = \frac{\sigma_{вр}}{K_{вр}}$, поскольку для одноосного напряженного состояния предполагается равенство

$$\sigma_р = \frac{\sigma_{вр}}{K_{вр}} = \frac{\sigma_т}{K_т}.$$

Для многоосного напряженного состояния (21.1)

$$\sigma_р = \frac{\sigma_{вр}}{K_{вр}} < \frac{\sigma_т\eta}{K_т} \text{ при } \eta > 1;$$

лишь при $\eta<1$ необходимо учитывать условие

$$\sigma_р = \frac{\sigma_т\eta}{K_т} < \frac{\sigma_{вр}}{K_{вр}}.$$

2. В случае расчета листовых конструкций исходя из значений приведенных напряжений $\sigma_р = \frac{\sigma_т\eta}{K_т}$, при больших значениях η величина

$\sigma_р$ может оказаться большей, нежели разрушающие напряжения ($\sigma_{вр}$) в металле.

В этом случае возможно некоторое уменьшение значения коэффициента $K_{вр}$ (на величину коэффициента β), которое должно быть сделано с учетом качества применяемого металла, отношения $\sigma_т/\sigma_{вр}$ и характера силовых воздействий на рассматриваемую конструкцию.

При статических нагрузках и при хорошем контроле качества поставляемых листовых конструкций можно использовать повышение предела текучести. При этом должно быть выдержано следующее условие

$$\bar{\sigma}_р = \frac{\sigma_т \eta}{K_т} = R\eta \geqslant \frac{\sigma_{вр}}{K_{вр}\beta}. \qquad (21.3)$$

При установлении величины β принималось минимальное значение $K_{вр}\beta \geqslant 1{,}5$, откуда $\beta \geqslant \frac{1{,}5}{K_{вр}}$ при $\eta = 1{,}5$.

Из формулы (21.3) следует, что

$$\frac{1{,}5}{K_{вр}} \leqslant \beta \geqslant \frac{1}{\eta}. \qquad (21.4)$$

Значения β для различных сталей и коэффициента η, вычисленные по (21.4), приведены в табл. 21.2.

Таблица 21.2

Марка стали	ГОСТ	$\sigma_{вр}$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	R, кГ/мм²	$\frac{\sigma_{вр}}{\sigma_т}$	$K_т = \frac{\sigma_т}{R}$	$K_{вр} = \frac{\sigma_{вр}}{R}$	Значение коэффициента σ при η равном: 1,15	1,2	1,3	1,4	1,5	Примечание
Ст. 3сп	380—60*	38	22—24	21	1,58—1,72	1,05—1,14	1,85	0,87	0,835	0,81	0,81	0,81	
Ст. 5	380—60*	50	26—28	23	1,78—1,92	1,13—1,22	2,17	0,87	0,835	0,77	0,71	0,69	
10ХСНД	5058—65	54	40	34	1,35	1,18	1,59	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	δ=32 мм
15ХСНД	5058—65	52	35	29	1,48	1,21	1,8	0,87	0,835	0,83	0,83	0,83	δ=32 мм
14Г2	5058—65	47	33	29	1,62	1,14	1,62	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	δ=20 мм
10Г2С1	5058—65	48	34	29	1,42	1,18	1,66	0,91	0.91	0,91	0,91	0,91	δ=20 мм

При переменном режиме силовых воздействий следует осторожно относиться к указанному возможному увеличению расчетных напряжений в металле, так как имеется ряд неучтенных факторов, зависящих в первую очередь от технологии изготовления металлических конструкций. Эти факторы могут привести к раннему появлению усталостных трещин и к последующему их раскрытию.

§ 3. ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ НА ХРУПКОЕ РАЗРУШЕНИЕ

Концентрация напряжений есть следствие ряда причин, главными из которых являются резкие изменения в установившемся силовом потоке и невозможность развития пластических деформаций, которые способны выравнять поле напряжения.

При однократном нагружении листовых конструкций возникновение очень больших напряжений в зоне концентрации не вызывает разрушений в случае хороших пластических свойств примененной стали.

Например, несущая способность цилиндрических и конических оболочек, укрепленных ребрами жесткости и подверженных внутреннему давлению, при хороших пластических свойствах металла и малой изменчивости нагрузок, не зависит от местных напряжений, поскольку оболочка разрушается в результате предельной нагрузки от разрыва по образующим в зоне, удаленной от ребер жесткости. Во второй стадии работы, после развития текучести ребра жесткости начинают оказывать поддерживающее влияние при работе оболочки в кольцевом направлении.

§ 4. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ВЫНОСЛИВОСТИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Места концентрации напряжений в листовых конструкциях совпадают с участками сварных соединений. Поскольку выносливость сварных соединений (включая околошовную зону) ниже выносливости основного металла, возникает необходимость в принятии мер, повышающих усталостную прочность (выносливость) этих зон.

Проведенные исследования показывают, что нет универсальных способов повышения выносливости. В табл. 21.3 приведено сравнение эффективности некоторых способов.

Таблица 21.3

Способ обработки соединений	Повышение пределов выносливости соединений после обработки в %	
	нахлесточиого прн пульсирующем цикле напряжений	стыкового при симметричном цикле напряжений
Механическая обработка	0—20	(до 65)*
Удлинение швов	0	35
Высокий отпуск	—15 (понижение)	40—35
Предварительная перегрузка	45	50
Точечный нагрев	0÷100	—**
Местное пластическое обжатие	75	40—110

* Выносливость стыковых соединений и основного металла выравнивается примерно при 75%.
** Меньшне значеиня отиосятся к стыковым поперечным швам, большие — к угловым.

Выбор того или иного способа повышения выносливости в зонах сварных соединений должен решаться для каждого конкретного случая индивидуально. Может быть рекомендован один общий способ увеличения выносливости для всех видов листовых конструкций, заключающийся в предварительной опрессовке их давлением, превышающим расчетное до такой величины, при которой в зонах концентрации возникают пластические деформации.

С целью уменьшения влияния концентрации напряжений в зонах сварных соединений рекомендуется в местах сопряжения цилиндрических и конических оболочек, местах присоединения сферических днищ к цилиндрическим корпусам и лазов в шаровых поверхностях делать

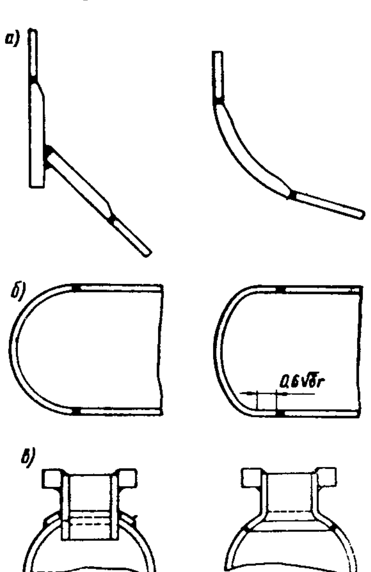


Рис. 21.2. Отбортовка и конические вставки в зоне местных напряжений

а — прикрепление коннческого днища к цилиндрическому корпусу; без промежуточной вставкн и с промежуточной вставкой; *б* — прикреплеиие днищ двоякой кривизны к цилиндрическому корпусу; полусферического и эллиптического днища с отбортовкой; *в* — усиление в зоне расположеиия люка; с усиляющими накладками и из штампованиых деталей

торообразные свальцованные или отбортованные штампованные вставки (рис. 21.2).

Пределы усталости сварных соединений зависят от величины максимальных ($\sigma_{макс}$) и минимальных ($\sigma_{мин}$) напряжений и от вида сварных соединений. На рис. 21.3 приведена диаграмма изменения средних значений пределов усталости ($\sigma_{макс}$) основных типов необработанных сварных соединений из углеродистых и низколегированных сталей в зависимости от величины минимальных напряжений ($\sigma_{мин}$) цикла.

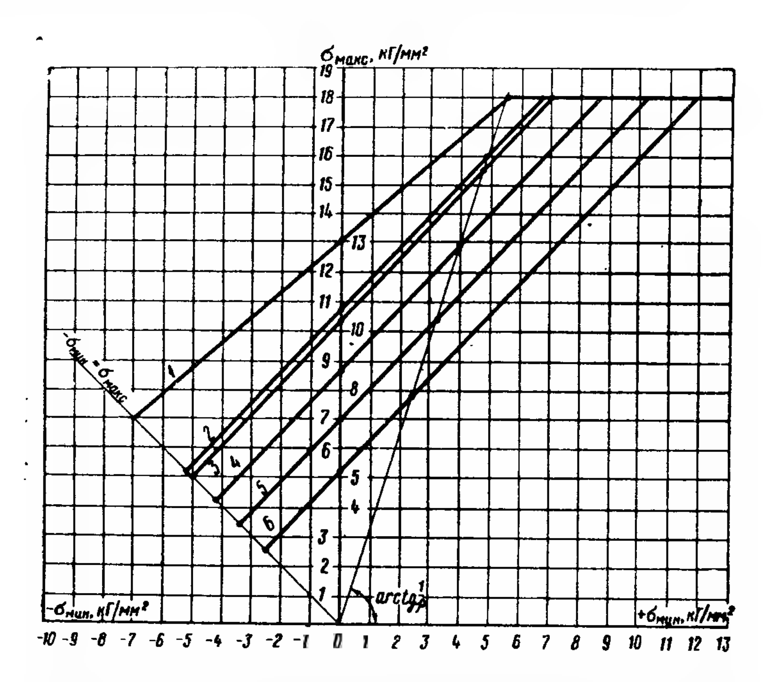


Рис. 21.3. Диаграмма изменения средних значений пределов усталости ($\sigma_{макс}$) основных типов необработанных сварных соединений из углеродистых и низколегированных сталей в зависимости от величины минимальных напряжений цикла.

§ 5. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПУЛЬСИРУЮЩЕЙ НАГРУЗКЕ

Исследование на выносливость реальных листовых конструкций проводится крайне редко вследствие больших трудностей проведения таких испытаний.

В результате испытаний сварных газгольдеров постоянного объема $D=3{,}25$ *м*; $L=23$ *м* и $V=178$ *м*^{3}, изготовленных из сталей марок Ст.3 и 20К, установлено следующее:

1) газгольдер, изготовленный из котельной стали 20К разрушился при меньшем числе циклов, чем изготовленный из Ст.3, несмотря на большую толщину цилиндрической и сферической частей оболочки;

2) характер разрушений чрезвычайно разнообразен: это дает основание сделать выводы, что причиной разрушения являются нестандартность процесса сварки, в результате которой в некоторых зонах возникли существенные начальные напряжения.

3) слабейшим местом в конструкции газгольдеров являются зоны прикрепления к оболочке кольцевых ребер жесткости (шпангоутов);

4) малое количество циклов (40 000—200 000), при которых происходили разрушения, показывает на существование больших начальных

сварочных напряжений, поскольку основные напряжения не превышали 11 *кГ/мм²*.

Испытания элементов листовых конструкций на выносливость в упруго-пластической области в общем виде крайне затруднено в связи с многообразием влияющих факторов. Наиболее целесообразны натурные испытания узлов и конструкций массового применения; в результате таких испытаний должны быть устранены наиболее значительные дефекты.

§ 6. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Здесь рассматриваются лишь особенности влияния температурных воздействий на выносливость нефутерованных листовых конструкций.

Напряжения, возникающие вследствие изменения температурного режима, особенно опасны в зонах концентрации напряжений, происходящих вследствие разности температуры в оболочках и ребрах жесткости, изменения температуры по толщине оболочки и в отдельных зонах.

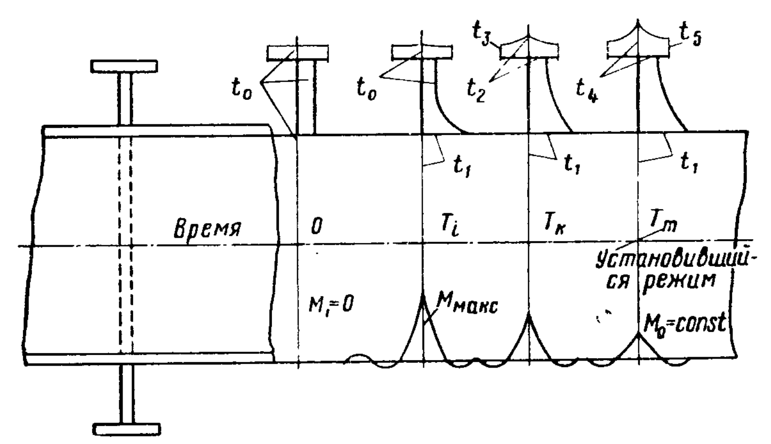


Рис. 21.4. Процесс изменения температуры и местных напряжений в цилиндрической оболочке, укрепленной ребрами, при пропускании нагретой среды

В качестве примера на рис. 21.4 показан процесс изменения температуры и напряжений в трубопроводе, имеющем внешние кольца жесткости, при движении в нем среды с высокой температурой t_1, отличающейся от температуры трубопровода t_0. Температура t в цилиндрической части и в ребре жесткости изменяется в течение времени T, отсчитываемого от момента начала прохождения среды.

Через некоторое время T_m в оболочке и в кольце жесткости устанавливается неизмененный температурный режим, зависящий от конвекции у ребра. Местные напряжения при прохождении среды с температурой t_1 остаются неизменными, однако в течение времени 0—T возникает температурный перепад с местными максимальными напряжениями.

Особое внимание следует уделять температурным напряжениям в многослойных листовых конструкциях, поскольку вследствие разрывов в теплопередаче между отдельными листами возможно образование местных напряжений разнообразного характера, повторяющихся каждый раз при изменении температурного режима.

§ 7. ВЛИЯНИЕ КОРРОЗИИ НА ХРУПКОЕ РАЗРУШЕНИЕ

Коррозия стали в результате атмосферных воздействий и агрессивности среды повышает ее склонность к хрупкому разрушению. Коррозия оказывает наибольшее влияние на стали, чувствительные к концентрации напряжений.

Прочность и выносливость снижаются в первую очередь вследствие коррозионного растрескивания, межкристаллитной коррозии и ножевой коррозии.

При поверхностной коррозии потери металла и понижение несущей способности и выносливости меньше. Однако и в этом случае в связи с неоднородностью металла, различием напряженного состояния в различных зонах, выступами и пазухами, всегда имеющимися в конструкции, процесс поверхностной коррозии также развивается неодинаково и образуются зоны с более интенсивной коррозией, склонные к понижению выносливости.

§ 8. ВЛИЯНИЕ ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ СИСТЕМЫ НА РАЗВИТИЕ ТРЕЩИН

На развитие трещин может влиять как накопление потенциальной энергии в процессе сварки конструкции, образование местных упругих или упруго-пластических зон при штамповке, вальцовке, развертывании или свертывании рулонов, натяжения при сборке конструкции, температурных деформаций и др., так и накопление потенциальной энергии в результате создания внутреннего давления (даже в предельно правильной системе, не имеющей начальных местных напряжений).

При образовании трещин опасен случай, когда в конструкции накапливаются оба вида потенциальной энергии.

Если та или иная листовая конструкция имеет зоны с несовершенствами, в результате которых в локальных геометрических зонах, характеризуемых входящим в нее объемом металла $V_р$ и законом определения остаточных напряжений σ_x^0; σ_y^0; σ_z^0, изменяющих свое значение в пределах этой зоны от минимума до максимума, то накопленная энергия может быть выражена как в виде суммарной величины

$$A = \int_v \frac{\sigma_x^{0^2} + \sigma_y^{0^2} + \sigma_z^{0^2}}{2E}\, dx\, dy\, dz, \qquad (21.5)$$

так и отдельных компонентов, ориентированных по отношению к координатным осям и характеризующих запасы энергии, могущие быть израсходованными на образование трещин в этих направлениях:

$$\left.\begin{aligned} A_x &= \int_v \frac{\sigma_x^{0^2}}{2E}\, dx\, dy\, dz; \\ A_y &= \int_v \frac{\sigma_y^{0^2}}{2E}\, dx\, dy\, dz; \\ A_z &= \int_v \frac{\sigma_z^{0^2}}{2E}\, dx\, dy\, dz. \end{aligned}\right\} \qquad (21.6)$$

При некоторых условиях, связанных с незначительными внешними механическими воздействиями или изменением структуры металла, со временем могут образовываться трещины, и при этом будет израсходована вся или часть потенциальной энергии. Если основные внешние воздействия от внутреннего давления, температуры и др. отсутствуют, то дальнейшего развития таких трещин не произойдет.

При одновременном накапливании энергии от несовершенств при изготовлении и от внешних силовых воздействий возможно развитие трещин, которые также могут быть локальными, или в результате которых может произойти разрушение.

К локальным трещинам, которые можно назвать самотормозящимися, относятся трещины, возникающие при температурных воздействиях, поскольку температурные напряжения после раскрытия трещин прекращаются и развития трещин не происходит. В этом случае опасны такие нарушения, при которых из-за развития трещин изменяется схема работы сооружения.

Таким местом в конструкции являются зоны у колец жесткости и, если они не смогут при образовании трещин выполнять свои функции, связанные в первую очередь с восприятием сил собственного веса, то сооружение потеряет несущую способность.

Развитие трещин при внутреннем давлении газов является наиболее опасным, так как потенциальная энергия оказывается очень большой и трещины будут самораспространяющимися. Лишь в редких случаях, когда вокруг трещины образовалась зона сжатия, трещина может оказаться самотормозящейся, несмотря на большой запас энергии в системе в целом.

Количества энергии в сосудах, находящихся под внутренним давлением при хранении газа или жидкости (при полном заполнении), различны и описываются соответственно уравнениям (21.6) и (21.12).

Количество потенциальной энергии газа в сосуде, имеющем начальный объем V_0 и находящегося под давлением p, определяется по формуле

$$A_г \approx V_0 p \left(1 + \frac{\Delta V}{2V_0}\right). \qquad (21.7)$$

Член $\frac{\Delta V}{2V_0}$ характеризует изменение объема сосуда при повышенном давлении.

Даже для сталей повышенной прочности с $\sigma_т = 3000$ *кГ/см*^{2} без большой погрешности выражение (21.7) может быть упрощено путем сохранения в нем лишь члена, характеризующего потенциальную энергию, накапливаемую в результате сжатия газа

$$A_г \approx V_0 p. \qquad (21.8)$$

Количество потенциальной энергии $A_ж$ при хранении жидкости при полном наливе резервуара зависит от изменения объема сосуда ΔV в результате упругих удлинений при повышении в нем давления. Эта доля потенциальной энергии зависит от формы резервуара и напряженного состояния и в общем виде записывается

$$A'_ж = \frac{p\Delta V}{2}. \qquad (21.9)$$

Общее количество потенциальной энергии

$$A_ж = A'_ж + A''_ж = \frac{\Delta V p}{2} + V_0 h\gamma\eta_{vh}\eta_h. \qquad (21.10)$$

Наибольшее количество потенциальной энергии будет накапливаться в нижних точках резервуара, где $\eta_h = 1$:

$$A_{ж\,макс} = \frac{\Delta V p}{2} + V_0 h\gamma\eta_{v\,макс}. \qquad (21.11)$$

Удельная потенциальная энергия (общая энергия, отнесенная к объему) для наиболее опасной точки в шаровом резервуаре будет различной при хранении газа и жидкости (при $\gamma = 1$ *т/м*^{3} и одинаковом давлении)

$$a_г = \frac{A_г}{V_0} = p; \qquad (21.12)$$

$$a_ж = \frac{A_{ж\,макс}}{V_0} = \frac{3p\sigma}{2E} + \gamma\sqrt[3]{\frac{\sigma V_0}{\pi}}. \qquad (21.13)$$

Отношения $a_г$ и $a_ж$ для различных значений σ и V_0 приведены на рис. 21.5. Из приведенных данных видно, что влияние изменения напряжений незначительно влияет на удельную энергоемкость резервуара, наполненного жидкостью.

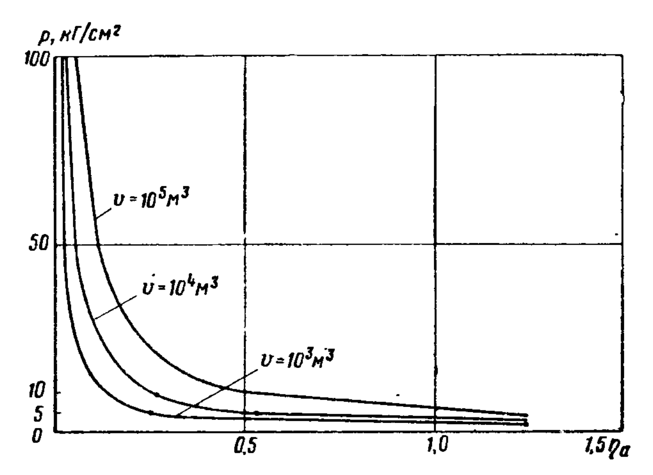


Рис. 21.5. Значение коэффициента $\eta_a = \frac{a_г}{a_ж}$ при различных давлениях и объемах шаровых резервуаров

В случае неполного заполнения резервуара жидкостью и избыточного ее давления количество потенциальной энергии для нижней точки резервуара может быть определено по формуле

$$A_{г.ж\ макс} = p\left(\frac{\Delta V}{2} + V_2\right) + V_1 z\gamma. \qquad (21.14)$$

Значение $A_{г.ж.макс}$, вычисленное по формуле (21.14), будет находиться между значениями $A_г$ и $A_ж$, вычисленными соответственно по формулам (21.7) и (21.11).

ЛИТЕРАТУРА

1. Абаринов А. А. и др. Технология изготовления стальных конструкций. Госстройиздат, 1963.

2. Абаринов А. А., Семенов А. В., Чернова М. П. Об изготовлении элементов листовых сферических стальных конструкций. «Промышленное строительство», 1964, № 10.

3. Анстов Н. И. Испытание сооружений. Госстройиздат, 1962.

4. Арутюнов Н. Б., Леонидов Н. К. Технический прогресс в черной металлургии. «Доменное производство». Металлургиздат, 1961.

5. Ашкинази М. И., Лессиг Е. Н. Вертикальные цилиндрические резервуары со сфероцилиидрической кровлей. «Строительство предприятий нефтяной промышленности», 1956, № 7.

6. Бабицкий И. Ф., Вихман Г. Л., Вольфсон С. И. Расчет и конструирование нефтезаводской аппаратуры. «Недра», 1966.

7. Барышев В. М. Статическая прочность сварных соединений элементов из сплава марки АМ-61 «Строительная механика и расчет сооружений», 1964, № 4.

8. Блейх Ф. Устойчивость металлических конструкций. Физматгиз, 1959.

9. Богданов В. Н. Статическое давление засыпки на днище и стенки силоса «Строительная механика и расчет сооружений», 1964, № 1.

10. Богданов М. И., Анищенко А. Н., Алексеева Т. М. Сравнительная характеристика надземной и подземной прокладки технологических трубопроводов. «Промышленное строительство», 1964, № 6.

11. Брауде З. И. Вопросы определения несущей способности стальных конструкций, подвергшихся коррозии. «Инженерно-физический журнал», т. II, № 5, 1959.

12. Броуде Б. М. Практические методы расчета тонких оболочек на устойчивость. В сб. ЦНИИСК «Исследования по стальным конструкциям», вып. 13, Стройиздат, 1962.

13. Бунчук В. А., Веревкин С. И., Стулов Т. Т. Специальные резервуары для нефти и нефтепродуктов. Гостоптехиздат, 1967.

14. Бунчук В. А. Атлас вертикальных и горизонтальных резервуаров для нефти и нефтепродуктов. Гостоптехиздат, 1960.

15. Вайнберг Д. В., Вайнберг Е. Д. Пластины, диски, балки — стенки. Госстройиздат УССР, Киев, 1959.

16. Варвак П. М., Губерман И. О., Мирошниченко М. М., Предтеченский Н. Д. Таблицы для расчета прямоугольных плит (под ред. П. М. Варвака). Изд. АН СССР, Киев, 1959.

17. Веревкин С. И., Корчагин В. А. Газгольдеры. Стройиздат, 1966.

18. Власов В. З. Общая теория оболочек. ГТТИ, 1949.

19. Власов В. З. Избранные труды. т. 1. Изд. АН СССР, 1962.

20. Вольберг Ю. Л. Исследование влияния атмосферной коррозии на характер разрушения строительных сталей. Сб. «Металлические конструкции». Работа школы проф. Н. С. Стрелецкого. Стройиздат, 1966.

21. Вольмир А. С. Гибкие пластины и оболочки. Гостехиздат, 1956.

22. Вольмир А. С. Устойчивость упругих систем. Физматгиз, 1963.

23. Вольмир А. С. Устойчивость деформируемых систем. «Наука». Главная редакция физико-математической литературы, 1967.

24. Вопросы прочности цилиндрических оболочек. Сборник переводов иностраных статей (под ред. В. М. Даревского). Оборонгиз, 1960.

25. Воронов Н. М. Влияние конструктивной формы узлов ферм строительных стальных конструкций на стойкость против атмосферной коррозии. Госстройиздат, 1958.

26. Временные инструкции по применению различных типов металлических резервуаров для хранения нефтепродуктов с высокой упругостью паров и по методике обследования старых металлических резервуаров и определения их пригодности для дальнейшей эксплуатации. «Недра», 1964.

27. Галеркин Б. Г. Упругие тонкие плиты. Госстройиздат, 1933.

28. Гай А. Ф. О типизации стальных конструкций для серийного заводского изготовления. «Промышленное строительство», 1963, № 3.

29. Гвоздев А. А. Расчет несущей способности конструкций по методу предельного равновесия. Госстройиздат, 1949.

30. Геккелер И. В. Статика упругого тела. ОНТИ, 1934.

31. Гильберт Д. и Кон-Фоссен С. Наглядная геометрия. Гостехтеоретиздат, 1951.

32. Гольденвейзер А. Л. Теория упругих тонких оболочек, Гостехиздат, 1953.

33. Гольштейн А. Н., Заверткин Р. А. Коррозия железобетонных конструкций под действием блуждающих токов. «Промышленное строительство», 1963, № 7.

34. Гофман-Захаров П. М. Низкотемпературное хранение сжиженных технических газов. «Техника», Киев, 1966.

35. Гребенник Р. А. Некоторые технико-экономические показатели монтажа пространственных конструкций покрытий. «Промышленное строительство», 1963, № 9.

36. Гречановская О. И. Расчет и экспериментальная проверка устойчивости корпуса стальных резервуаров. «Транспорт и хранение нефти», 1963, № 12.

37. Давиденков Н. Н. Усталость металлов. Изд. АН УССР, Киев, 1949.

38. Действительные условия работы конструкций стальных трубопроводов и резервуаров. Сб. ВНИИСтройобъект. Гостоптехиздат, 1954.

39. Дидковский В. М. Исследование технологии рулонирования стальных листовых конструкций нефтегазохранилищ. Канд. диссертация, Куйбышев, 1967.

40. Долгов В. К., Рапопорт Я. А. Проверка реальной скорости спада напряжений в металле труб под влиянием времени (холодная релаксация стали). Сб. «Действительные условия работы конструкций стальных трубопроводов и резервуаров». Гостоптехиздат, 1954.

41. Домашнев А. Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. Машгиз, 1961.

42. Закрочинский С. В., Соскин М. Д. Руководящие материалы по котлонадзору (изд. второе, переработанное и дополненное). Гос. научно-техническое изд-во литературы по черной и цветной металлургии. М., 1963.

43. Ильюшин А. А. Пластичность. Гостехиздат, 1948.

44. Калманок А. С. Строительная механика пластинок. Машстройиздат, 1950.

45. Камерштейн А. Г., Ручимский М. Н. Расчет заводских трубопроводов на прочность. Гостоптехиздат, 1959.

46. Камерштейн А. Г., Рождественский В. В., Ручимский М. Н. Расчет трубопроводов на прочность. Гостоптехиздат, 1963.

47. Канторович З. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. Машгиз, 1952.

48. Каравичев А. П., Лессиг Е. Н. Расчет консольной цилиндрической оболочки кругового сечения на ветровую нагрузку. «Строительная механика и расчет сооружений», 1966, № 3.

49. Каскевич Н. М. Исследование влияния конструктивной формы алюминиевых и стальных профилей на их стойкость против коррозии в средах сернистых нефтей. В сб.: «Защита металлов» № 3. Изд. АН СССР.

50. Каскевич Н. М. Влияние угла наклона конструктивных элементов крыш металлических резервуаров на их коррозию в среде сернистых нефтей. В сб.: «Защита металлов», № 2. Изд. АН СССР, 1966.

51. Киселев В. А. Строительная механика. Специальный курс. Стройиздат, 1964.

52. Клейн Г. К. Расчет труб, уложенных в земле. Госстройиздат, 1957.

53. Колкунов Н. В. Основные расчеты упругих оболочек. «Высшая школа», 1963.

54. Константинов Н. Н. Борьба с потерями от испарения нефти и нефтепродуктов, Гостоптехиздат, 1961.

55. Корниенко В. С., Поповский Б. В., Линевич Г. В. Изготовление и монтаж стальных резервуаров и газгольдеров. Стройиздат, 1964.

56. Коренев Б. Г. Вопросы расчета балок и плит на упругом основании. Госстройиздат, 1954.

57. Корчагин В. А. Антикоррозийная защита стальных конструкций мокрых газгольдеров. «Промышленное строительство», 1963, № 4.

58. Корчагин В. А. Стальной мокрый газгольдер сверхнизкого давления. «Промышленное строительство», 1963, № 10.

59. Котляр Е. Ф. Алюминиевые резервуары для хранения и транспорта сжиженных газов. «Промышленное строительство», 1964, № 3.

60. Кошин И. И. Защита стальных конструкций от коррозии. Сб. трудов МИСИ им. В. В. Куйбышева, № 10, 65, 1956.

61. Купалов К. К., Глухов Л. Н. Резервуары повышенного давления. «Новости нефтяной и газовой техники», Сб. № 4. Госинти, 1963.

62. Лащинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Машгиз, 1963.

63. Лебедева Н. К. Об осесимметричных формах равновесия сферической оболочки под равномерно распределенным давлением. «Строительная механика и расчет сооружений», 1964, № 4.

64. Лейтес С. Д. О несущей способности стальных оболочек вращения. «Промышленное строительство», 1963, № 1.

65. Лессиг Е. Н. Горизонтальные стальные резервуары. Сборник трудов МИСИ им. В. В. Куйбышева, № 6. Стройиздат, 1948.

66. Лессиг Е. Н. Расчет и устройство опорных диафрагм горизонтальных резервуаров. «Вестник инженеров и техников», 1953, № 4.

67. Лессиг Е. Н., Сафарян М. К. Горизонтальные двухопорные резервуары с цилиндрическими днищами. Труды ВНИИСтройнефть, вып. VI. Гостоптехиздат, 1954.

68. Лессиг Е. Н., Лилеев А. Ф., Соколов А. Г. Стальные листовые конструкции. Госстройиздат, 1956.

69. Лессиг Е. Н. Определение перемещений цилиндрических резервуаров. «Строительство предприятий нефтяной промышленности», 1957, № 9.

70. Лессиг Е. Н. Конструкция и расчет опорных диафрагм горизонтальных резервуаров большой емкости химических заводов. «Химическое машиностроение», 1961, № 1.

71. Лессиг Е. Н. Расчет консольных цилиндрических оболочек на неосесимметричные поперечные нагрузки. Сборник № 43 трудов МИСИ им. В. В. Куйбышева, посвященный 75-летию Н. С. Стрелецкого, Госгортехиздат, 1962.

72. Лессиг Е. Н. Расчет опорного кольца горизонтального резервуара, подкрепленного стержневым квадратом. «Строительная механика и расчет сооружений», 1962, № 3.

73. Лессиг Е. Н. Перспективы развития газгольдеров переменного объема. «Известия вузов». Раздел «Строительство и архитектура». 1956, № 12.

74. Лессиг Е. Н., Каравичев А. П. Некоторые вопросы проектирования листовых конструкций нефтехимии. Сб. «Металлические конструкции». Работа школы проф. Н. С. Стрелецкого. Стройиздат, 1966.

75. Ликин В. В. Монтаж металлических конструкций (современное состояние и перспективы). «Материалы по стальным конструкциям», № 4. Проектстальконструкция, 1959.

76. Литвиненко В. И. Вопросы проектирования силосов для насыпных грунтов. «Промышленное строительство», 1963, № 9.

77. Лурье А. И. Статика тонкостенных упругих оболочек. Гостехиздат, 1947.

78. Лурье А. И. Статика тонкостенных оболочек. Гостехиздат, 1950.

79. Мельников Н. П. Основные вопросы развития сварных строительных металлических конструкций. «Материалы по металлическим конструкциям», вып. 8. Стройиздат, 1964.

80. Мельников Н. П. Развитие металлических конструкций. Стройиздат, 1965.

81. Миллер В. Я., Корчагин В. А., Толоконников В. Г. Стальные конструкции комплекса доменной печи и газоочистки. Стройиздат, 1965.

82. Муханов К. К. Прикладные методы расчета сопряжений конических оболочек стальных конструкций. Сборник трудов МИСИ, № 7. Госстройиздат, 1950.

83. Муштари Х. М., Галимов К. З. Нелинейная теория упругих оболочек. Таткнигоиздат, 1957.

84. Немец Я. Расчет прочности сосудов, работающих под давлением (пер. с чешского). «Машиностроение», 1964.

85. **Никиреев В. М.**, Шадурский В. Л. Практические методы расчета оболочек. Стройиздат, 1966.

86. Николаев Г. А. Сварные конструкции. Машгиз, 1962.

87. Новожилов В. В. Теория тонких оболочек. Судпромгиз, 1962.

88. Нормали машиностроения СССР: МН 2256—61, МН 2285—61, РТМ30—61. Сварка черных, цветных металлов и биметаллов. Стандартгиз, 1962.

89. Нормаль МН 72—62. Сосуды и аппараты сварные стальные. Технические требования. Стандартгиз, 1963.

90. Носков К. С., Самохина Т. Н. О выборе типа и состава гидроизоляций. «Промышленное строительство», 1964, № 10.

91. Оленев Н. М. Хранение нефти и нефтепродуктов. «Недра», 1964.

92. Пастернак П. Л. Теория расчета балок и плит, лежащих на упругом основании. Бюллетень Энергостроя, № 1, 1929.

92а. Пастернак П. Л. и др. Железобетонные конструкции. Специальный курс. Стройиздат, 1961.

93. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. «Наука», 1964.

94. Правила устройства, установки и освидетельствования сосудов, работающих под давлением. «Энергия», 1967.

95. Проблемы устойчивости в строительной механике (Труды Всесоюзной конференции по проблемам устойчивости в строительной механике, Москва, 1—5 октября 1963 г.) (под ред. В. В. Болотина, И. М. Рабиновича, А. Ф. Смирнова).

96. Петраков Б. И. О расчете гибких цилиндрических емкостей. «Строительная механика и расчет сооружений», 1963, № 1.

97. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л. и др. Расчеты на прочность в машиностроении, тома II и III. Машгиз, 1958, 1959.

98. Рабинович И. М., Синицын А. П., Теренин Б. М. Расчет сооружений на действие кратковременных и мгновенных сил. ВИА им. В. В. Куйбышева, М., 1956.

99. Работнов Ю. Н. Приближенная техническая теория упруго-пластических оболочек. «Прикладная математика и механика», т. XV, вып. 2, 1951.

100. Раевский Г. В. Предварительно напряженные конструкции сварных резервуаров и опыт их эксплуатации. «Автоматическая сварка», 1959, № 9.

101. Рапопорт Я. А. Монтаж каплевидных резервуаров из рулонных заготовок. «Строительство предприятий нефтяной промышленности», 1956, № 4.

102. Рейтман Г. М. К расчету безмоментных пластичных оболочек на динамическую нагрузку. «Строительная механика и расчет сооружений», 1964, № 3.

103. Ржаницын А. Р. Расчет сооружений с учетом пластических свойств материалов. Госстройиздат, 1954.

104. Ржаницын А. Р. Приближенные решения задач теории пластичности. Сб. «Исследования по вопросам строительной механики и теории пластичности». Госстройиздат, 1956.

105. Ржаницын А. Р. Пластические деформации трубы при осесимметричной нагрузке. «Известия АН СССР». Отд. техн. наук, 1958, № 9.

106. Рождественский В. В. К вопросу о предельных состояниях сечений тонких оболочек. Сб. «Исследования по вопросам строительной механики и теории пластичности». Госстройиздат, 1956.

107. Рождественский В. В. Состояния предельного равновесия сопряжений оболочек вращения. Госстройиздат, 1957.

108. Розенблюм В. И. Приближенная теория равновесия пластических оболочек. «Прикладная математика и механика», т. XVIII, вып. 3, 1954.

109. Ручимский М. Н. К расчету конических и пологих сферических оболочек при осесимметричном загружении. Гостоптехиздат, 1958.

110. Сафарян М. К., Чичко Г. М. Уточнение методики расчета каплевидных резервуаров. «Нефтяное хозяйство», 1955, № 4.

111. Сафарян М. К., Иванцов О. М. Проектирование и сооружение стальных резервуаров. Гостоптехиздат, 1961.

112. Сахновский М. М. Технологичность строительных сварных стальных конструкций. «Будiвельник», Киев, 1966.

113. СНиП II-А.11-62. Нагрузки и воздействия. Нормы проектирования. Госстройиздат, 1962.

114. СНиП II-В.3-62*. Стальные конструкции. Нормы проектирования. Стройиздат, 1968.

115. СНиП III-В.3-62*. Металлические конструкции. Правила изготовления, монтажа и приемки. Госстройиздат, 1963.

116. СНиП II-Д.7-62. Мосты и трубы. Нормы проектирования. Госстройиздат, 1963.

117. СНиП I-Д.4-62. Магистральные стальные трубопроводы. Материалы и изделия. Госстройиздат, 1963.

118. СНиП II-Д.10-62. Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования. Госстройиздат, 1963.

119. Технологические стальные трубопроводы с условным давлением до 100 $кГ/см^2$ включительно. Нормы проектирования. СНиП II-Г.14-62. Госстройиздат, 1963.

120. СНиП II-В.5-64. Алюминиевые конструкции. Нормы проектирования. Стройиздат, 1965.

121. Справочник проектирования «Металлические конструкции промышленных зданий и сооружений» (под ред. Н. П. Мельникова). Госстройиздат, 1962.

122. Соколов А. Г. Определение оптимальных по весу размеров цилиндрических вертикальных резервуаров, работающих под давлением. «Вестник инженеров и техников», 1951, № 6.

123. Соколов А. Г. Определение мембранных напряжений от веса жидкости и собственного веса оболочки в сферическом резервуаре. «Материалы по металлическим конструкциям», № 6, Госстройиздат, 1962.

124. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. ГОСТ 14249—69. М., 1969.

125. Стрелецкий Н. С. О методике определения стоимости стальных сооружений во время процесса проектирования. «Материалы по стальным конструкциям», № 3. Проектстальконструкция, 1958.

126. Стрелецкий Н. С. и др. Металлические конструкции. Учебник для вузов. Госстройиздат, 1961.

127. Стрелецкий Н. С. и др. Металлические конструкции. Современное состояние и перспективы развития. Госстройиздат, 1961.
128. Стрелецкий Н. С. К вопросу долговечности в расчете конструкций. «Промышленное строительство», 1963, № 9.
129. Стрелецкий Н. С., Стрелецкий Д. Н. Проектирование и изготовление экономичных металлических конструкций. Стройиздат, 1964.
130. Стрелецкий Н. С., Беленя Е. И., Ведеников Г. С., Лессиг Е. Н., Муханов К. К. Металлические конструкции. Специальный курс. Стройиздат, 1965.
131. Тартаковский Г. А. Новая система сооружения трубопроводов в виде провисающих нитей. Министерство коммунального хозяйства РСФСР, 1961.
132. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. Физматгиз, 1963.
133. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. Гостехиздат, 1946.
134. «Теория оболочек и пластин». Труды IV Всесоюзной конференции по теории оболочек и пластин (Ереван, 1962). АН Армянской ССР, 1964.
135. Труды VI Всесоюзной конференции по теории оболочек и пластинок (Баку, 1966). «Наука», 1966.
136. Указания по проектированию силосов для сыпучих материалов (СН 302—65). Стройиздат, 1965.
137. Фалькевич А. С., Анучкин М. П. Прочность и ремонт сварных резервуаров и трубопроводов. Гостоптехиздат, 1955.
138. Флюгге В. Статика и динамика оболочек, ГТТИ, 1961.
139. Чернашкин В. Г., Бабаева А. Е. Коррозия сталей в естественных условиях. Сб. «Исследование стальных конструкций». Госстройиздат, 1957.
140. Черникин В. И. Сооружение и эксплуатация нефтебаз. Гостоптехиздат, 1955.
141. Чернов Т. П., Кузнецов Ю. П. Об автоматическом контроле качества уплотнения основания и подготовок. «Промышленное строительство», 1963, № 11.
142. Чесноков А. С. Производство стальных конструкций. Госстройиздат, 1951.
143. Чичко Г. М. Расчет каплевидных резервуаров и выбор системы опирания корпуса. Гостоптехиздат, 1951.
144. Шапиро Г. А. Действительная работа плоских днищ стальных тонкостенных цилиндрических резервуаров. «Материалы по стальным конструкциям», № 3. Проектстальконструкция, 1958.
145. Шаринов И. Л. Напряженное состояние цилиндрической консольной оболочки при действии сосредоточенной нормальной силы, приложенной к свободному краю. «Инженерный журнал», т. V, вып. 2. АН СССР, 1965.
146. Шаринов И. Л. К вопросу о расчете замкнутой цилиндрической консольной оболочки на краевые сосредоточенные нагрузки. «Инженерный журнал», т. V, вып. 6. АН СССР, 1965.
147. Шаринов И. Л. Действие на цилиндрическую оболочку сосредоточенной нагрузки, приложенной к свободному краю. АН СССР «Инженерный журнал. Механика твердого тела», 1967, № 3.
148. Шебуев Б. Н. Железобетонные резервуары, бункера и силосы. ОНТИ, 1935.
149. Шиманский Ю. А. и др. Справочник по строительной механике корабля, т. 2. Судпромгиз, 1958.
150. Girkman K. Flächentragwerke Springer Verlag. Wien, 1969.
151. Krüpka Vlastimil' Výpočet válcových tenkostěnných nádob a potrubí. SNTL. Praha, 1967.
152. Pasternak P. Die praktische Berechnung der Biegebeanspruchung die Kreisrunden Behältern mit gewölten Böden und decken und lienear geränderlichen wandstärcken. «Schweizerische Bauzeitung», Band 90, Okt.-Now., 1927.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Часть III

Изготовление и монтаж листовых конструкций

Часть IV

Расчет листовых конструкций

Лессиг Евгений Николаевич, Лилеев Александр Федорович, Соколов Александр Георгиевич

ЛИСТОВЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ

* * *

Стройиздат
Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9

* * *

Редактор издательства *И. С. Бородина*

Внешнее оформление художника *Н. Н. Власика*

Технический редактор *Н. В. Высотина*

Корректоры *Г. Г. Морозовская, О. В. Стигнеева*

Сдано в набор 22/XII-1969 г. Подписано к печати 2/VII-1970 г. Т-08941. Бумага 70×108 1/16. 15,25 бум. л =42,7 усл. печ. л. (уч.-изд. 39,63 л.) Тираж 8.500 экз. Изд. № AVI-9674. Зак. № 1635. Цена 2 р. 29 к.

Владимирская типография Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Гор. Владимир, ул. Победы, д. 18-б